

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ІНСТИТУТ
(повна назва інституту/факультету)
КАФЕДРА ТЕХНОЛОГІЙ МАШИНОБУДУВАННЯ
(повна назва кафедри)

«На правах рукопису»
УДК _____

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ” _____ 20__ р.

Магістерська дисертація

зі спеціальності (спеціалізації) 131.Прикладна механіка. Технології
машинобудування _____

(код і назва спеціальності)

на тему: Підвищення ефективності технологічного процесу складання
шляхом моделювання розмірних ланцюгів _____

Виконав (-ла): студент (-ка) _2_ курсу, групи _МТ-82мп_
(шифр групи)

Рябоконт Владислав Миколайович _____
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Науковий керівник Лашина Юлія Вікторівна _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Консультант _____
(назва розділу) (науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали) (підпис)

Рецензент _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській
дисертації немає запозичень з праць

Реферат

Магістерська дисертація містить: 102 стр., 30 рисунків, 18 таблиць, 46 джерел

Актуальність теми. Забезпечення якості і надійності виробів машинобудування неодмінно пов'язане із точністю перетворення рухів, передачею сил і моментів. При цьому, точність роботи кінцевого продукту повинна відповідати очікуванням користувача, а її завищення неодмінно призведе до підвищення виробничих витрат і собівартості, а отже до втрати конкурентоспроможності підприємства. Оскільки положення деталей і складальних одиниць в механізмах визначається їх відповідними поверхнями, осями або точками, то похибки, допущені при виготовленні деталей і їх складанні, неодмінно призводять до похибок результуючих характеристик складеного виробу. В сучасних умовах скорочення життєвих циклів виробів та жорсткої конкуренції на глобальному ринку, використання ефективних засобів автоматизації є неодмінною складовою вирішення задачі побудови та аналізу моделі розмірних зв'язків, яка дозволяє забезпечити необхідну точність виробу та ефективність процесу його складання.

Мета дослідження: підвищення ефективності технологічного процесу складання шляхом моделювання розмірних ланцюгів.

Об'єкт дослідження: технологічний процес складання.

Предмет дослідження: розмірні зв'язки між деталями у складальному виробі.

Методи дослідження: порівняння, формалізація, аналіз, синтез, абстрагування, комп'ютерне моделювання.

Наукова новизна одержаних результатів: формалізовано вибір моделі та інструментів для автоматизованого аналізу складальних розмірних ланцюгів.

Практичне значення одержаних результатів: Результати дисертаційної роботи впроваджені на ТОВ «Костянтинівський завод механічного обладнання» Розроблена модель розмірних зв'язків складального виробу

«Блок-редуктор», дозволить підвищити ефективність процесу складання на підприємстві-виробнику, а також отримати економічний ефект від розширених допусків на розміри деталей при забезпеченні заданої точності. Розроблена методика може бути використана в навчальному процесі.

Апробація. Результати роботи доповідались на Міжнародній науково-практичній конференції Wykształcenie I Nauka Bez Granic – 2019, 07 - 15 грудня 2019 р., Przemyśl, Poland.

Публікації. За результатами досліджень опубліковано статтю:

Лашина Ю. В. Забезпечення ефективності технологічних процесів складання на основі моделювання розмірних зв'язків / Ю. В. Лашина, В. М. Рябокон. // Materiy Xv Międzynarodowej Naukowipraktycznej Konferencji Wykształcenie I Nauka Bez Granic - 2019. – 2019. – №9. – С. 63–68.

Ключові слова: складальний виріб, складання, розмірний ланцюг, розмірний зв'язок, допуск, геометричний допуск, CETOL, Solidworks.

Abstract

The master's thesis contains: 102 pages, 30 drawings, 18 tables, 46 sources

Actuality of theme: Ensuring the quality and reliability of mechanical engineering products is inevitably linked to the accuracy of the movements, the transfer of forces and moments. However, the accuracy of the end product must meet the expectations of the user, and its overestimation will inevitably lead to an increase in production costs and cost, and therefore to the loss of competitiveness of the enterprise. Since the position of the parts and assembly units in the mechanisms is determined by their respective surfaces, axes or points, the errors made in the manufacture of parts and their assembly, inevitably lead to errors in the resulting characteristics of the composite product. In today's environment of reducing product life cycles and fierce competition in the global market, the use of efficient automation is an indispensable part of the problem of building and analyzing a model of dimensional relationships, which provides the necessary precision of the product and the efficiency of its assembly process.

Purpose of the research: increase of efficiency of technological assembly process by modeling of dimensional chains.

Object of study: technological process of assembly.

Subject of study: dimensional relationships between parts in the assembly product.

Research methods: comparison, formalization, analysis, synthesis, abstraction, computer simulation.

Scientific novelty of the obtained results: the choice of model and tools for automated analysis of assembly size chains is formalized.

Practical importance of the obtained results: The results of the dissertation work are implemented at the LLC "Konstantinovsky plant of mechanical equipment" The model of dimensional connections of the assembly product "Block-reducer" will be developed, will allow to increase the efficiency of the

assembly process at the enterprise-producer, as well as to gain economic effect from the extended tolerances on the the size of the parts while providing the specified accuracy. The developed methodology can be used in the educational process.

Approbation. The results of the work were reported at the Wykształcenie I Nauka Bez Granic International Scientific and Practical Conference - 2019, December 07 - 15, 2019, Przemyśl, Poland.

Publications. The results of the research published an article:

Lashina, Yu. V. Ensuring the efficiency of technological processes of assembly based on the modeling of dimensional relationships / Yu. V. Lashina, VM Ryabokon. // Materiały Xv Międzynarodowej Naukowipraktycznej Konferencji Wykształcenie I Nauka Bez Borders - 2019 - 2019 - №9. - pp. 63–68.

Keywords: assembly product, assembly, dimensional chain, dimensional communication, tolerance, geometric tolerance, CETOL, Solidworks.

ЗМІСТ

| | |
|---|----|
| ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ | 8 |
| ВСТУП | 9 |
| РОЗДІЛ 1 | 11 |
| 1. Сучасний стан проблеми забезпечення точності виробу при складанні | 11 |
| 1.1 Аналіз розмірних ланцюгів | 11 |
| 1.2 Стан сучасного аналізу розмірних ланцюгів | 13 |
| 1.3 Основні поняття теорії розмірних ланцюгів | 16 |
| 1.4 Класифікація ланок розмірного ланцюга | 18 |
| 1.5 Класифікація розмірних ланцюгів..... | 22 |
| 1.6 Методи забезпечення точності замикаючої ланки при складанні ... | 29 |
| 1.7. Висновки по розділу. Мета і задачі дослідження | 38 |
| РОЗДІЛ 2 | 40 |
| 2. Порівняльний аналіз методів і засобів моделювання розмірних зв'язків | 40 |
| 2.1 Модель векторного циклу | 41 |
| 2.2 Варіаційна модель | 45 |
| 2.3 Матрична модель | 48 |
| 2.4 Якобійська модель | 51 |
| 2.5 Торсорська модель | 53 |
| 2.6 Засоби автоматизованого моделювання розмірних ланцюгів..... | 56 |
| 2.7 Висновки | 60 |
| РОЗДІЛ 3 | 62 |

| | |
|---|-----|
| 3 Модель розмірних зв'язків у складальному виробі для забезпечення ефективності технологічного процесу складання..... | 62 |
| 3.1 Розмірні ланцюги циліндричного редуктора | 62 |
| 3.2 Завдання, які вирішуються, вихідні ланки і розмірні ланцюги..... | 64 |
| 3.3 Розрахунок розмірних ланцюгів вала колеса редуктора..... | 70 |
| 3.4 Розрахунок розмірних ланцюгів редуктора за допомогою CETOL 6 sigma | 76 |
| 3.5 Висновки за розділом | 85 |
| РОЗДІЛ 4..... | 87 |
| 4 Розроблення стартап проекту | 87 |
| 4.1 Опис ідеї проекту | 87 |
| 4.2 Технологічний аудит | 88 |
| 4.3 Розроблення ринкової стратегії проекту | 92 |
| 4.4 Розроблення маркетингової програми стартап-проекту..... | 93 |
| 4.5 Висновки | 95 |
| ВИСНОВКИ..... | 96 |
| ЛИТЕРАТУРА..... | 98 |
| ДОДАТКИ..... | 104 |

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

RSS - Root Sum of Squares (корінь суми квадратів)

FR - functional requirement (функціональна вимога)

SDT - Small Displacement Torsor (зсув)

FE - functional element (функціональний елемент)

DRF - Define reference frame (система відліку)

TTRS - Технологічно і Топологічно пов'язані поверхні

DT - homogeneous transformation matrix (гомогенна матриця перетворення)

TN - гомогенна матриця перетворення

CAD - computer aided design (САПР)

CAT - computer-aided tolerancing (комп'ютерний розрахунок допусків та розмірів)

ВСТУП

Якість і надійність виробів машинобудування неодмінно пов'язана із забезпеченням точності перетворень рухів, передачею сил і моментів. При цьому, точність роботи кінцевого продукту повинна відповідати очікуванням користувача/замовника, а її завищення неодмінно призведе до підвищення виробничих витрат і собівартості, а отже до втрати конкурентоспроможності. Оскільки положення деталей і складальних одиниць в механізмах визначається їх відповідними поверхнями, осями або точками, то похибки, допущені при виготовленні деталей і їх складанні, неодмінно призводять до похибок результуючих характеристик складеного виробу. Отже, точність об'єкту машинобудівного виробництва є функцією точності його складових частин: деталей, складальних одиниць та їх з'єднань. Відповідно джерелами виникнення результуючих похибок складального виробу є: відхилення розмірів; відхилення форми та розташування поверхонь; похибки процесу складання.

Проблема забезпечення необхідного відносного положення деталей виробу при його складанні та подальшій роботі, одночасно з призначенням економічно обґрунтованих допусків на розміри деталей та відносне розташування поверхонь вирішується за допомогою аналізу розмірних зв'язків та розрахунку розмірних ланцюгів. Задача забезпечення ефективності технологічних процесів складання шляхом моделювання розмірних зв'язків в залежності від складності може бути вирішена як «ручним» способом, так й із застосуванням спеціального програмного забезпечення. За необхідності: моделювання складних розмірних ланцюгів (в т.ч. просторових), урахування різних законів розсіювання розмірів, а також нелінійної залежності результуючих характеристик складеного виробу від точності деталей та з'єднань, особливу увагу необхідно приділити побудові розрахункової моделі, від правильності якої буде залежати достовірність отриманих результатів.

Метою даної роботи є підвищення ефективності технологічного процесу складання шляхом моделювання розмірних ланцюгів і порівняльний аналіз методів і засобів автоматизації розмірного аналізу.

Результати роботи використані на виробництві при проектуванні, виготовленні та складанні виробу «Блок-редуктор». Розроблена методика побудови і аналізу розмірних зв'язків може бути використана для навчального процесу.

РОЗДІЛ 1

1. Сучасний стан проблеми забезпечення точності виробу при складанні

1.1 Аналіз розмірних ланцюгів

Механічні вироби зазвичай виготовляються шляхом складання багатьох деталей. Їх якість гарантується дотриманням деяких функціональних вимог, визначених для складального виробу. Потрібно обмежити відхилення розмірів від номінальних через технологічний процес виготовлення компонентів складання всередині призначених допусків. Більше того, дотримання функціональних вимог складання залежить від ефекту допусків, присвоєних окремим деталям, та обмежень складання.

Метою аналізу розмірних зв'язків є вивчення розмірних та геометричних варіацій складання за рахунок поєднання розмірів і допусків, які застосовуються до компонентів виробу. Тому розмірний аналіз є основним інструментом розподілу допусків на окремі компоненти шляхом вирішення компромісу між якістю товару та його собівартістю.

Метою аналізу розмірних зв'язків складання є оцінка сукупного впливу допусків деталей, на функціональні вимоги, визначені для всього виробу. Кожна функціональна вимога формалізована за допомогою рівняння, яке зазвичай називається функцією складання, змінні - параметри моделі, є функцією розмірів і допусків деталей. В загальному випадку рівняння має вид:

$$FR = f(p_1, p_2, \dots, p_n)$$

де FR вважається функціональною вимогою, p_1, p_2, \dots, p_n - параметри моделі, а $f(p)$ - функція складання, яка зазвичай не є лінійною [1].

Функціональна вимога - це характеристика, яка стосується двох ознак. Аналітичний вираз отримують шляхом застосування рівнянь евклідової

геометрії до ознак, що визначають функціональну вимогу, або до точок ознак, що визначають функціональну вимогу.

Функція складання повинна моделювати два можливі варіанти складання. Перша варіація обумовлена допуском, присвоєним особливостям складових компонентів. Отримана модель (яка називається "локальна модель") повинна вміти схематизувати всі види допуску, тобто розмірність, форму тощо, але в той же час вона повинна бути здатна представляти принцип конвертів (Правило № 1 стандарту ASME) або Принцип незалежності (згідно стандарту ISO 8015), застосований до різних розмірів однієї деталі. Локальна модель повинна визначати діапазон зміни параметрів моделі від заданих допусків і схематизувати взаємодію між призначеними зонами допуску. Змінність з'єднаних ознак, за допомогою яких здійснюється зв'язок між деталями, дає відхилення в розташуванні серед з'єднаних частин. Отримана модель (яка називається "глобальна модель") повинна мати можливість схематизувати стики з контактом і з'єднання з зазором між сполученими ознаками. Крім того, глобальна модель повинна бути спроможна наблизитися до стиків, які дають лінійну структуру рівняння FR (функція складання), і до стиків, які виконують складну структуру рівняння FR (мережева функція) (рис. 1.1)

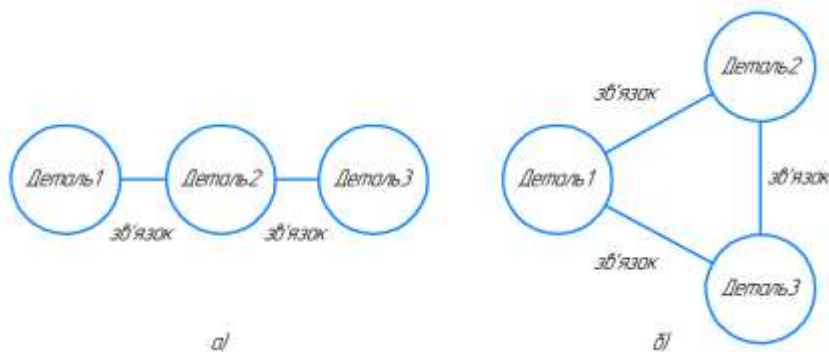


Рис. 1.1 а) функція складання; б) мережева функція

Після моделювання функцій складання, їх можна вирішити за допомогою найгіршого випадку або підходу статистичного випадку. Для

здійснення підходу з найгіршим випадком потрібно визначити найгірші конфігурації складання (тобто ті конфігурації, що зумовлені накопичувальним ефектом найменших і найвищих значень допусків, присвоєних компонентам складання), які задовольняють призначеним допускам. Це означає вирішити задачу оптимізації (максимізації та/або мінімізації) в умовах обмежень через задані допуски. Щоб здійснити статистичний підхід, необхідно перевести кожне допущення, призначене компонентам складання, в один або кілька параметрів функції складання. Тому функція густини ймовірності (PDF), яка зазвичай є функцією Гауса, призначається кожному параметру. Варіація *FR* отримується за допомогою методики моделювання Монте-Карло; зазвичай він обчислюється за правилом трьох сігм.

1.2 Стан сучасного аналізу розмірних ланцюгів

Результат аналізу розмірних ланцюгів змістовно обумовлений прийнятою математичною моделлю. Деякі з них є моделями, запропонованими літературою для проведення аналізу розмірних ланцюгів складання, але в літературі не існує статті, яка порівнює різні аналітичні моделі, що чітко підкреслює всі переваги і недоліки цієї моделі. В ряді англійських статей розглядаються такі питання як: порівняння існуючих аналітичних моделей з різним рівнем вдосконалення для функцій 1D складання, які передбачають лише лінійні розміри; 2D та 3D-розмірний аналіз лише за допомогою моделі векторного циклу; класифікують схеми поширення зв'язків 3D згідно з двома речами, тісно пов'язаними між собою: поданням зон допуску та схемою поширення просторових розмірних ланцюгів; в інших дослідженнях порівнюються основні комерційні computer-aided tolerancing (CAT), які реалізують деякі моделі аналізу розмірних зв'язків, вони використовують декілька параметрів для опису підходу до аналізу розмірних зв'язків, такі як:

- джерела варіацій (розмірні, геометричні або малі кінематичні корективи);
- спрощення припущень (жорстке тіло тощо);
- вид аналізу розмірного ланцюга (найгірший випадок або статистичний аналіз);
- аналіз чутливості.

Однак повне порівняння моделей, запропонованих для вирішення аналізу розмірних ланцюгів, що включає всі аспекти проблеми аналізу розмірних ланцюгів, в літературі не існує, і, отже, не існує вказівок для вибору методу, більш відповідного конкретним цілям.

В роботах вітчизняних авторів висвітлюються наступні питання.

Роботи І.А. Іващенко з співавторами [5, 6], в яких викладено метод автоматизованої побудови розмірних ланцюгів і розрахунку лінійних і діаметральних технологічних розмірів. Вихідні дані для розрахунку готуються у вигляді таблиці з використанням попередньо складеної розмірної схеми технологічного процесу. Загальна блок-схема алгоритму розрахунку лінійних технологічних розмірів має лінійну структуру і включає наступні етапи: введення постійної інформації, введення змінної інформації про деталі і технологічний процес, побудова розмірних ланцюгів, впорядкування (встановлення послідовності рішення) розмірних ланцюгів, розрахунок розмірних ланцюгів (визначення припусків, операційних розмірів і допусків). При вирішенні задачі розрахунку припусків на поверхні обертання і діаметральні розмірів блок-схема включає додатково етапи визначення операційних допусків на биття обробленої поверхні, побудови розмірних ланцюгів биття і їх перевірочний розрахунок для перевірки виконання креслярських допусків і визначення биття припусків. Надалі метод був удосконалений [6] і в нього був включений розрахунок не тільки биття, а й інших відхилень розташування на основі складання розмірних ланцюгів.

Метод, запропонований В.В. Матвєєвим з співавторами [10, 11], включає перетворення і перевірку креслень деталі і заготовки для виконання розмірного аналізу.

Метод Б.С. Мордвинова з співавторами володіє, як і методи І.А. Іващенко і В.В. Матвєєва з співавторами, наступними перевагами: зменшення часу та підвищення якості проектування; можливість вибору найбільш ефективного варіанту; зменшення кількості помилок. Загальним недоліком цих методів є наявність трудомістких ручних операцій, пов'язаних з підготовкою вихідних даних: побудова схеми обробки або графа.

В основі методу автоматизації розмірного аналізу, викладеного в роботах Ю.М. Сметаніна зі співавторами [13], лежить матричне подання рівнянь розмірних ланцюгів. Вручну або за допомогою ЕОМ формуються для подальших розрахунків дві матриці - вихідна, в якій замикають ланки розмірних ланцюгів (конструкторські розміри і припуски) виражені лише через складові ланки (технологічні розміри), і зворотна матриця, в якій кожен технологічний розмір виражений тільки через конструкторські розміри і припуски.

Методи І.А. Іващенко, В.В. Матвєєва, Б.С. Мордвинова і Ю.М. Сметаніна з співавторами включають всі основні етапи автоматизованого розрахунку розмірних ланцюгів з використанням апарату розмірних ланцюгів, графів і матриць, і внаслідок цього стали базовими для великого числа більш пізніх методик [2, 3, 4, 8, 9, 12, 14].

Були зроблені спроби включити розмірний аналіз в системи САПР.

Метод автоматизації розмірного аналізу технологічних процесів О.Н. Калачова [7] ґрунтується, як і метод Б.С. Мордвинова, на застосуванні розмірної схеми та графа, але все побудови ведуться на ЕОМ в діалоговому режимі в системі AutoCAD.

Вихідною інформацією є файл креслення деталі. Система за допомогою графічного діалогу з користувачем створює первинну модель розмірних змін

безпосередньо на екрані виходячи з конфігурації деталі в порядку, зворотному обробці, тобто відтворює поверхні заготовки в заданому координатному напрямку, добудовуючи припуски, вказуючи положення розмірів заготовки і технологічні розміри обробки. На основі зазначених користувачем-технологом кордонів технологічних розмірів і методів їх отримання система формує вторинну модель розмірних змін, яка оформляється у вигляді спискової структури, перетворюється потім в матрицю вихідних даних для подальшого пошуку складу і рішення розмірних ланцюгів в програмному модулі. Засобом аналізу моделі деталі, організації діалогу і створення вторинної моделі в AutoCAD служить мову AutoLISP.

Позитивні сторони даної методики полягають у тому, що вихідною інформацією є файл креслення деталі, і результат також зберігається в файлі у вигляді матриці вихідних даних для подальших розрахунків. Недоліком є те, що всі побудови ведуться в діалозі з ЕОМ, і користувачеві доводиться самостійно вибирати кордону розмірів, припусків і призначати допуски на розміри, що вимагає тривалого часу підготовки вихідних даних для розрахунку лінійних технологічних розмірів. Важко і практично неможливо виконати побудова моделі розмірних для складних деталей з накладенням ліній (наприклад, зовнішніх і внутрішніх поверхонь для втулки). Крім того, програма тільки з ранніми версіями AutoCAD і для розрахунків в даний час використовується модуль КОН7, дані для якого можуть бути підготовлені без застосування AutoCAD введенням даних з розмірної схеми, підготовленої вручну.

Проаналізувавши літературу можна зробити висновок, що роботи по темі підвищення ефективності технологічного процесу складання шляхом моделювання розмірних ланцюгів не висвітлена в повній мірі.

1.3 Основні поняття теорії розмірних ланцюгів

Розглядаючи розміри креслення деталі і операційні розміри технологічного процесу її виготовлення, неважко встановити, що між ними

існує певний взаємозв'язок. Цей взаємозв'язок виражається в тому, що зміна будь-якого розміру призводить до зміни одного або декількох інших розмірів. Таке співвідношення між розмірами називається розмірним зв'язком.

Подібні зв'язки існують і між розмірами деталей у вузлі.

Дослідження розмірних зв'язків називається розмірним аналізом.

Розмірні зв'язки між номінальними розмірами можуть бути виражені лінійними залежностями виду:

$$a_1x_1 + a_2x_2 + a_3x_3 + \dots + a_nx_n = 0, \quad (1)$$

де $a_1, a_2 \dots a_n$ коефіцієнти рівняння, що мають будь-які числові значення від 0 до ± 1 ,

$x_1, x_2 \dots x_n$ розглянуті математичні об'єкт, в даному випадку – розміри деталей.

Вираз (1) може розглядатися також як векторне рівняння, де $x_1, x_2 \dots x_n$ відповідно модулі векторів $\overline{x_1}, \overline{x_2} \dots \overline{x_n}$; коефіцієнти $a_1, a_2 \dots a_n$ визначають напрямок відповідних векторів і, отже, відносне положення взаємозамінних розмірів (елементів) деталі.

Сукупність розмірів $x_1, x_2 \dots x_n$, пов'язаних зазначеною залежністю, називають розмірним ланцюгом, іншими словами розмірний ланцюг - це система взаємопов'язаних розмірів, розташованих по замкнутому контуру. Вона може бути представлена графічно у вигляді замкнутого контуру, утвореного відрізками прямої і аналітично - у вигляді алгебраїчної суми величин, що дорівнює нулю.

У реальному механізмі, деталі або технологічному процесі розміри є змінними величинами, що змінюють своє значення в межах поля допуску. Звідси впливає основна відмінність реального розмірного ланцюга від геометрично побудованого векторного багатокутника, а саме: всі компоненти векторного багатокутника рівноправні між собою, і будь-який з них може розглядатися як вектор - сума. У реальному розмірному ланцюгу один з

утворюючих її розмірів є результатом безпосереднього виконання інших розмірів i , отже, сприймає на себе неточності їх виконання; саме цей розмір i повинен розглядатися як вектор – сума.

Змінність чисельних значень розмірів, що утворюють розмірний ланцюг, призводить до необхідності судити про реальний зв'язок за двома рівняннями, з яких кожне відповідає одному з граничних поєднань дійсних розмірів ланок ланцюга.

Взаємозв'язок розмірів повинен враховуватися при завданні на них допусків; саме цим взаємозв'язком в переважній більшості випадків i визначаються граничні відхилення розмірів.

1.4 Класифікація ланок розмірного ланцюга

Кожний розмірний ланцюг містить в собі ланки двох категорій: складові і замикаючі.

Останньою ланкою (або замикаючим розміром) розмірного ланцюга називається та її ланка, яке при складанні механізму або обробці деталі безпосередньо не витримується, а є результатом виконання інших ланок, які називаються складовими ланками (або складовими розмірами). Замикаючу ланку іноді називають кінцевим або вихідним.

Особливо важливим при проведенні розмірного аналізу є правильне виявлення замикаючої ланки. Якщо при цьому буде допущена помилка, тобто за нього буде прийнято інша ланка, що є в дійсності складовим, то всі наступні розрахунки втрачають сенс, тому що стають помилковими. Помилка, допущена під час розрахунків, призводить до браку деталей (часто непоправного), або до відступу розмірного параметра механізму від значень необхідних конструкцій, що знижує його якість і може бути причиною дефектів при експлуатації.

Тут буде доречним зауважити, що в ряді джерел можна зустріти неправильне визначення замикаючої ланки. Наприклад, «замикаюча ланка розмірного ланцюга - ланка, отримується при побудові розмірного ланцюга

останнім». Це формулювання позбавлене всякої визначеності, тому що побудову ланцюга можна, взагалі кажучи, почати з будь-якої ланки і тоді замикаючим ланкою буде будь-який інший розмір.

Рекомендується наступний порядок виявлення розмірного ланцюга: перш за все повинна бути визначена замикаюча ланка. Потім до замикаючої ланки послідовно приєднуються суміжні з ним складові ланки до тих пір, поки не утвориться замкнутий контур.

У наведеному вище визначенні мається на увазі замикання ланцюга одним розміром. В загальному випадку можливе замикання ланцюга сукупністю ланок, які при складанні розрахункових рівнянь розглядаються як одна ланка.

Розмірні зв'язку найпростішого виду між елементами однієї і тієї ж деталі, представленої на рис.1а, можна висловити рівняннями:

$$\begin{aligned}l_2 + x - l_1 &= 0, \\ l_3 + l_4 + y - l_1 &= 0\end{aligned}$$

які є аналітичним виразом представлених на рис.1б схем розмірних ланцюгів.

Існує простий спосіб складання рівняння розмірного ланцюга в загальному вигляді. Для того, що б скласти рівняння розмірного ланцюга, слід обійти цей ланцюг по контуру від однієї ланки до іншого (суміжного) в напрямку годинникової стрілки або проти неї, виписуючи ланки ланцюга зі знаком плюс або мінус в залежності від руху зліва направо або справа наліво. Отримана таким чином сума алгебри величин прирівнюється нулю.[46]

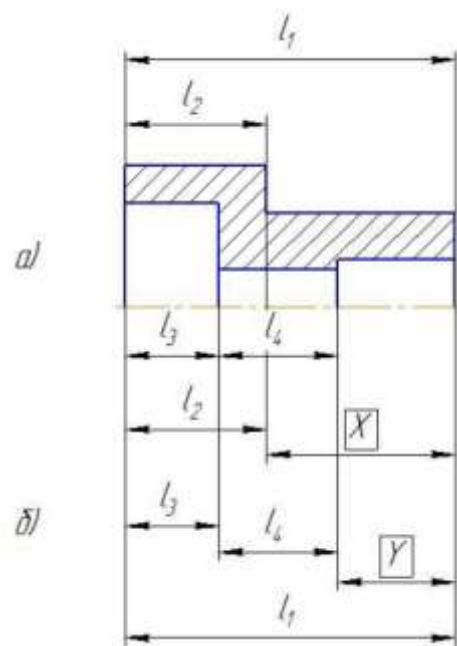


Рис. 1.2 Приклади розмірних ланцюгів.

а - креслення деталі; б - схема розмірних ланцюгів

Розглянувши подані на рисунку схеми розмірних ланцюгів, можна зробити наступні висновки:

1. Замикаючими ланками цих ланцюгів є не вказані в кресленні розміри довжини (Розмір X і розмір Y) деталі, тому що вони виходять як результат певного поєднання дійсних значень розмірів утворюючих ці ланцюги.

Для наочності домовимося замикаюча ланка на схемах розмірних ланцюгів показувати укладеними в прямокутну рамку.

2. З схем видно, що зміна розміру l_2 викликає зміну розміру X і не впливає на розмір Y. Зміна розміру l_2 і l_4 впливає тільки на розмір Y. Загальна довжина деталі, розмір l_1 , входить в ту і іншу ланцюга і його зміна тягне за собою одночасну зміну розмірів X і Y.

Уявімо рівняння цих ланцюгів в наступному вигляді:

$$x = l_1 - l_2;$$

$$y = l_1 - l_3 - l_4.$$

Рівняння розмірного ланцюга в такій формі висловлює реальний розмірний зв'язок між елементами деталі і називається рівнянням замикаючої ланки.

Розглянемо одне з цих рівнянь. Так як розмір l_1 і l_2 при виготовленні деталі можуть мати значення в межах $l_{1max} \div l_{1min}$ і $l_{2max} \div l_{2min}$ і можливо будь-яке поєднання їх дійсних величин, то граничні значення останнього у ланки X можна визначити з таких виразів:

$$X_{max} = l_{1max} - l_{2min}; \quad (2)$$

$$X_{min} = l_{1min} - l_{2max}. \quad (3)$$

Взаємозв'язок між останньою ланкою розмірного ланцюга і її складовими ланками виражається правилом підсумовування допусків, яке лежить в основі розмірних розрахунків і формулюється так: допуск замикаючої ланки дорівнює сумі допусків складових ланок.[46]

Наводимо елементарний доказ цього правила. Для цього відніmemo з рівняння (2) рівняння (3), тоді отримаємо:

$$X_{max} - X_{min} = (l_{1max} - l_{1min}) + (l_{2max} - l_{2min}) \text{ або} \\ \delta X = \delta l_1 + \delta l_2 \quad (4)$$

У загальному випадку, при наявності в розмірному ланцюга числа та складових ланок, вираз (4) може представити у вигляді:

$$\delta S = \sum_i \delta l_i, \quad (5)$$

де S - замикаюча ланка, l_i - складова ланка.

Складові ланки, в свою чергу, поділяються на позитивні і негативні - в залежності від того, з яким знаком дане становить ланка входить в рівняння розмірного ланцюга, вирішена щодо останнього у ланки.

Залежно від характеру впливу складових ланок що входять до ланцюгу на замикаючу ланка їх називають збільшуючими або зменшуючими ланками (розмірами).

Збільшуючою називається складова ланка, зі збільшенням якої замикаюча ланка збільшується.

Зменшуючою називається складова ланка, зі збільшенням якої замикаюча ланка зменшується.

У загальному випадку рівняння номінального і граничних значень замикаючої ланки можна представити у вигляді:

$$S = \sum_i P_i - \sum_j N_j, \quad (6)$$

$$S_{max} = \sum_i P_{imax} - \sum_j N_{jmin}, \quad (7)$$

$$S_{min} = \sum_i P_{imin} - \sum_j N_{jmax}, \quad (8)$$

де P - збільшуюча (позитивна) ланка ланцюга;

N - зменшуюча (негативна) ланка ланцюга;

S - замикаюча ланка (розмір).

Рівняння (6) (7) і (8) формулюються наступним чином.

Номінальне значення замикаючої ланки дорівнює сумі номінальних значень збільшуючих ланок мінус сума номінальних значень зменшуючих ланок.

Максимальне значення замикаючої ланки дорівнює сумі максимальних значень збільшуючих ланок мінус сума мінімальних значень зменшуючих ланок.

Мінімальне значення замикаючої ланки дорівнює сумі мінімальних значень збільшуючих ланок мінус сума максимальних значень зменшуючих ланок.

1.5 Класифікація розмірних ланцюгів

Лінійним розмірним ланцюгом називають ланцюг, ланки (розміри) якої мають один і той же напрямок вимірювання і, отже, проектується на обрану відповідним чином вісь координат в натуральну величину. Інше визначення:

лінійна ланцюг - ланцюг, утворена колінеарними векторами. Розмірні ланцюги, наведені на рис.1.2б, лінійні.

Площинним розмірним ланцюгом називають ланцюг, ланки якої мають рівний напрямок вимірювання і розташовані в одній площині або в паралельних площинах. В цьому випадку на обрану вісь координат в натуральну величину проєктуються не всі ланки ланцюга. Частина з них є проєкціями розмірів на цю вісь. Площинний розмірний ланцюг може бути також визначений, як ланцюг сформована компланарними векторами.

Приклад площинного розмірного ланцюга наведено на рис.1.3.

При здійсненні технологічного процесу обробки конічних коліс розмір «К» зазвичай за допомогою витримування на операціях обточування конусів (або при остаточному шліфуванні опорного торця) розміру X - відстані від опорного торця (2) до точки (1) перетину утворюють переднього і заднього конусів. Зв'язок між креслярськими розмірами і технологічним розміром X виражається ланцюгом, схеми якої наведені нижче. На рис. 1.3 а показана схема ланцюга, утворена істинними розмірами; на рис. 1.3 б схема тієї ж ланцюга, але з розмірами (ланками) спроектованими на вісь координат паралельну осі OO . Як видно з малюнка, розміри K і X увійшли в схему ланцюга в натуральну величину; розміри L і h' - своїми проєкціями на цю вісь.

$$\text{рівняння ланцюга } K - X + h' \sin \varphi \alpha - L \cos \varphi \alpha = 0$$

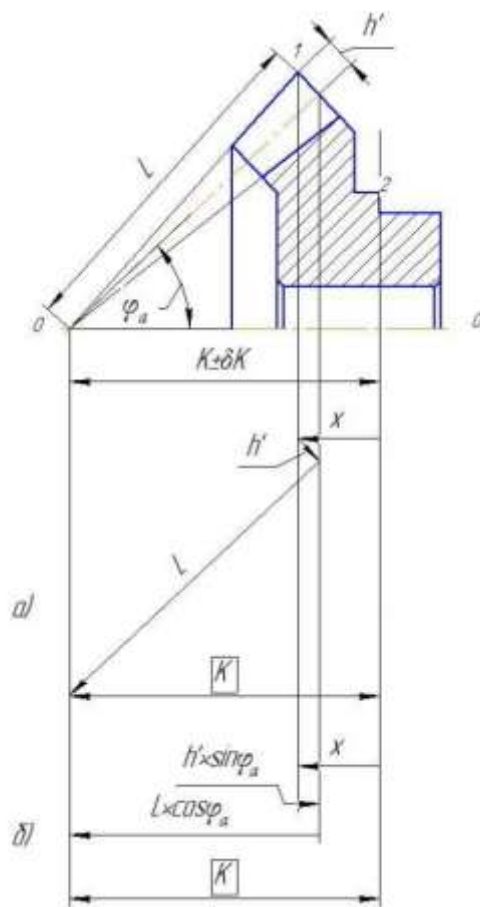


Рис. 1.3. Креслення конічної шестерні і схеми розмірного ланцюга.

Просторовим розмірним ланцюгом називають ланцюг, ланки якої як завгодно розташовані в просторі.

Площинні розмірні ланцюги можуть бути приведені до лінійного вигляду.

Розмірні ланцюги залежно від суті висловлюються ними розмірних зв'язків класифікуються на складальні, подетальні і операційні або технологічні.

Складальним розмірним ланцюгом називають ланцюг, яка виражає взаємозв'язок між деталями, що входять в складальний вузол (механізм, машину).

У процесі складання здійснюється такий взаємозв'язок між деталями, щоб було забезпечено отримання розмірних параметрів механізму в заздалегідь встановлених межах. Ці межі визначаються експлуатаційними властивостями складальної одиниці і, отже, відповідають вимогам конструкції. Згадані розмірні параметри є замикаючими ланками складальних розмірних ланцюгів. Зазвичай це зазор, натяг, зміщення поверхні або осі однієї щодо іншої і т.п.[46]

Найпростіший складальний ланцюг представляє сполучення двох деталей, з яких одна охоплює, інша - охоплювана. Прикладом такого сполучення може служити сполучення отвору з валом, пару шпонки з пазом на валу і т.п. Інший приклад розмірного ланцюга, утвореної розмірами (32), (28), (5), К, (0,3), (48) і (5) деталей вузла, показаний на рис. 1.4. Тут замикаючим (вихідним) ланкою є, природно, зазор (0,3). Розмір До шайби є компенсуючих ланкою.

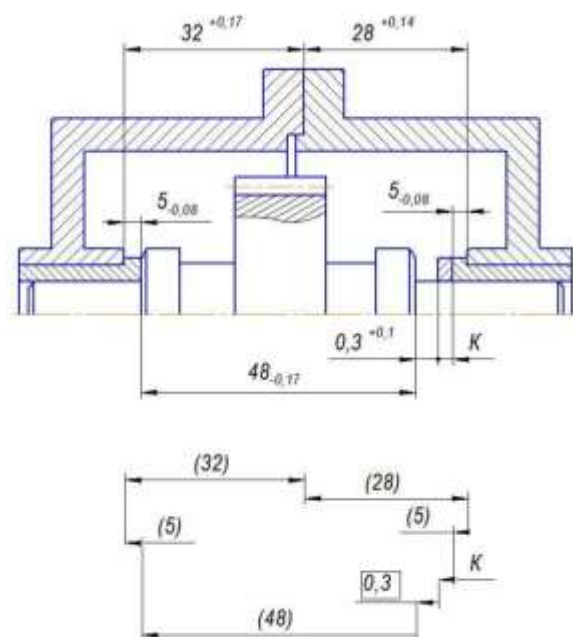


Рис. 1.4 Приклад складальної розмірного ланцюга.

$$\text{Рівняння ланцюга } (32) + (28) - (5) - K - (0,3) - (48) - (5) = 0$$

За допомогою рішення складальних ланцюгів визначаються пов'язані розміри (і допуски) деталей, що утворюють даний ланцюг.

Машини, верстати та інші вироби мають велику кількість складальних поєднань, кожне з яких утворює замкнуті розмірні ланцюги. Розміри складальних одиниць можуть входити одночасно до складу кількох розмірних ланцюгів, утворюючи складні зв'язку розмірних ланцюгів.

На рис. 1.5 приведений ескіз рамки 1 з дисками 2, переміщення яких обмежено кільцями 3. Умовою експлуатації вузла є наявність зазору між торцем диска і торцем стопорною шайби. На рис. 1.5 зазори позначені символами ΔA , ΔB і ΔC . Величина цих зазорів залежить від розмірів трьох деталей: вала 1 (розміри A_2 , B_3 і C_3); диска 2 (розміри A_1 , B_1 і C_1) і стопорною шайби 3 (розміри B_2 і C_2).

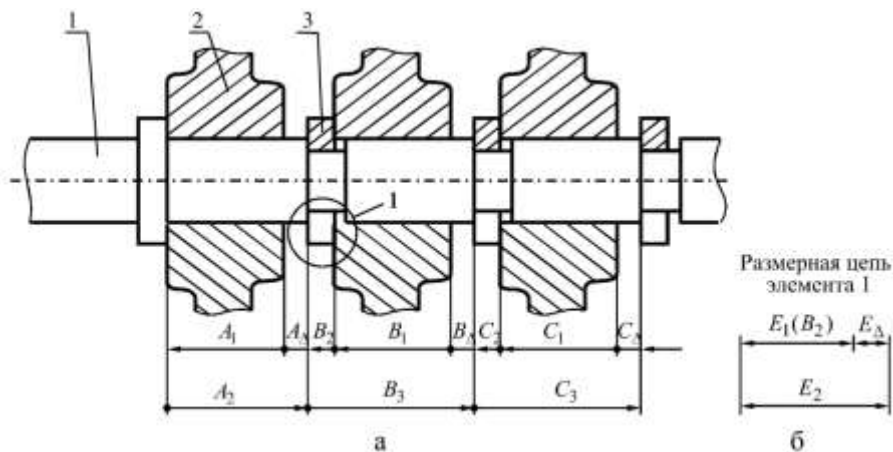


Рис. 1.5 - Приклад послідовного виду зв'язків розмірних ланцюгів:

а - складальний вузол; б - схема розмірного ланцюга

Розміри A_1 , A_2 , B_1 , B_2 , B_3 , C_1 , C_2 і C_3 утворюють замкнуті контури (розмірні ланцюги), причому кожна наступна ланцюг починається з кінця попередньої. Особливістю послідовно пов'язаних розмірних ланцюгів є те, що вони мають одну загальну базу: в нашому випадку - торець канавки вала. Зміна величини розміру або граничних відхилень ланки будь-якого

послідовно пов'язаного ланцюга призводить до помилок в положенні бази подальшого розмірного ланцюга.

Стопорна шайба 3 може бути встановлена в канавці вала лише в тому випадку, якщо її товщина менше ширини канавки. Останньою ланкою розмірного ланцюга Е (елемент 1 на рис. 1.5) є зазор між торцем стопорного кільця і торцем канавки на валу; складові ланки розмірного ланцюга Е: Е1 - товщина (висота) стопорного кільця; Е2 - ширина канавки (проточки) на валу

На рис. 1.6 дано приклад складальної одиниці, розміри якої утворюють паралельний вид зв'язків розмірних ланцюгів.

Розмірні ланцюги А і В мають спільні ланки $A_2 = B_2$, які пов'язують їх паралельно. Очевидно, що зміна величини і точності загальної ланки призведе до помилок у всіх ланках пов'язаних розмірних ланцюгів. Ознакою паралельного зв'язку є те, що розмірні ланцюги мають одне або кілька загальних ланок.

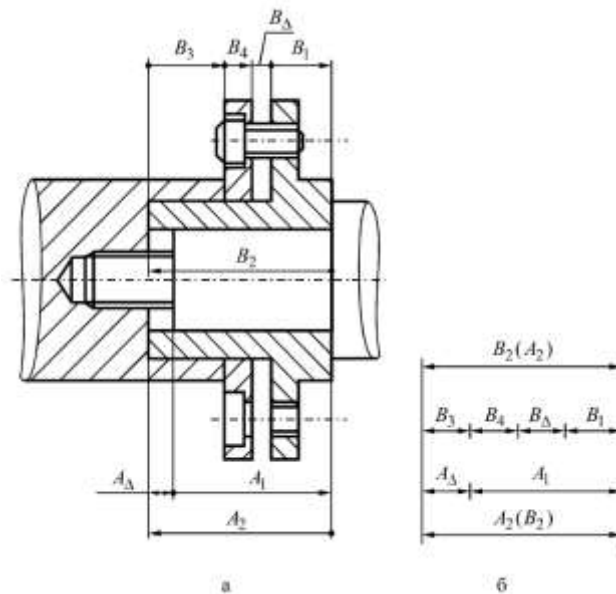


Рис. 1.6 - Приклад паралельного виду зв'язків розмірних ланцюгів: а - складальний вузол; б - схема розмірного ланцюга

На практиці зустрічаються випадки комбінованих видів зв'язків розмірних ланцюгів, т. Е. В замкнутих контурах розмірів складальних одиниць присутні одночасно два види зв'язків: паралельний і послідовний (рис. 1.7). Розмірні ланцюги А і В мають послідовну зв'язок, а розмірні ланцюги В і С пов'язані паралельно

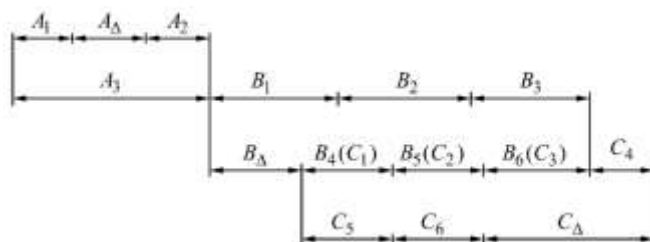


Рис. 1.7 - Схема розмірного ланцюга з комбінованим видом зв'язків

Розглянуті приклади показують, що на практиці зустрічаються три види зв'язків складальних розмірних ланцюгів:

1. Послідовний вид зв'язку, при якому кожен наступний розмірний ланцюг будується від бази попереднього розмірного ланцюга.
2. Паралельний вид зв'язку, при якому кілька розмірних ланцюгів мають одне або кілька загальних ланок.
3. Комбінований вид зв'язку, при якому мають місце в складному розмірному ланцюгу послідовний і паралельний види зв'язків (див. Рис. 1.5 - розмірні ланцюги В і Е пов'язані паралельно, а інші розмірні ланцюги - послідовно).

Подетальним розмірним ланцюгом називають ланцюг, яка виражає взаємозв'язок між елементами (розмірами) однієї і тієї ж деталі. Подетальні розмірні ланцюги виявляються в процесі розмірного аналізу робочого креслення деталі. Замикаючими ланками подетальних розмірних ланцюгів є розміри, відсутні в кресленні.

Замикають ланки подетальних розмірних ланцюгів завжди відповідають вимогам конструкції, бо їх складові ланки є креслярськими розмірами, які в свою чергу визначаються при вирішенні складальних

розмірних ланцюгів, або за іншими конструктивних міркувань або розрахунками. Наприклад: ширина зубчастого вінця шестерні визначається з розрахунку зуба на міцність; діаметр отвору форсунки - з розрахунку її продуктивності (витрати палива); розміри профілю пера лопаток реактивного двигуна - на основі аеродинамічного розрахунку його повітряного тракту і т.п.

Прикладами подетальних розмірних ланцюгів можуть служити ланцюга зображені на рис.1.2 і 1.3.

1.6 Методи забезпечення точності замикаючої ланки при складанні

Відомі декілька методів досягнення заданої точності відносного розташування поверхонь або осей виробу при складанні: метод повної взаємозамінності; теоретико-ймовірнісний метод; метод групової взаємозамінності; метод регулювання; метод пригону. В загальному випадку, перші два методи є пріоритетними, особливо в умовах автоматизації, коли складання повинно виконуватись без підбору, пригону і регулювання.

Для розрахунку розмірних ланцюгів використовують один з двох методів: розрахунок на максимум і мінімум, і теоретико-імовірнісний розрахунок.

Перший метод розрахунку - розрахунок на максимум і мінімум - заснований на тому, що допускається можливість отримання в однаковій мірі, як найбільших, так і найменших значний розмірів останнього у ланки, тобто допускається можливість поєднання крайніх граничних значень складових ланок у ланцюзі.

Однак, великі за абсолютною величиною відхилення замикаючої ланки обумовлюються відповідними великими по абсолютній величині і відхиленнями складових ланок які рідко зустрічаються. Сполучення ж тільки таких відхилень представляють собою випадкові події, що мають настільки малі ймовірності, що вони майже не зустрічаються на практиці. При обліку таких відхилень доводиться посилювати допуски на розміри складових

ланок, щоб укластися в межі, встановлені для замикаючого ланки. Відомо, що будь-яке зменшення допусків розмірів пов'язане зі збільшенням витрат праці і часу на обробку. Залежність часу обробки від точності (допуска) можна зобразити кривою виду, показаного на рис.6. Характер цієї залежності різний для різних методів обробки. Отримання певної точності для одного методу обробки може виявитися легко досяжним, а для іншого - важко. Розглядаючи цю криву, її умовно можна розбити на три ділянки А, В, С. Точності, які відповідають ділянці А, називають досяжними точностями даного методу обробки. Робота на ділянці А пов'язана з використанням виконавця вищої кваліфікації, здійснюється на знижених режимах різання, вимагає великого числа проходів, носить нестійкий характер і часто супроводжується браком.

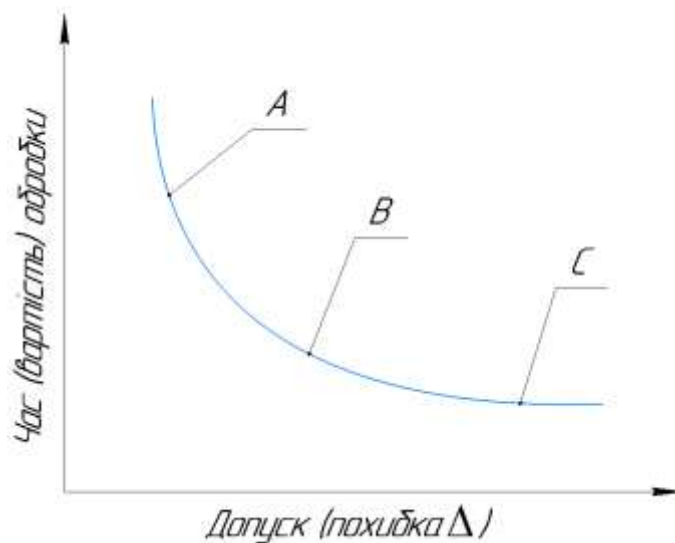


Рис. 1.8. Залежність часу (вартості) обробки від точності.

Точності, відповідні ділянці С, називають гарантованими точностями даного методу. Робота на ділянці С відповідає випадку, коли даний метод обробки використовується в умовах, які не потребують забезпечення високого ступеня точності (наприклад, шліфування при допусках 5-го класу).

У більшості випадків практики, робота з гарантованою або з досяжною точністю неекономічна.

Точності, що відповідають ділянці В, відносяться до галузі економічної точності методу обробки. Ділянка В відповідає умовам, коли за рахунок незначного збільшення витрат часу (вартості) можна помітно підвищити точність обробки. Коли кажуть про точність будь-якого методу, зазвичай мають на увазі її значення, відповідне деякій точці на ділянці В.

Розрахунок за методом «максимуму-мінімуму» нерідко призводить до того, що допуски на деякі розміри виявляються відповідними точності ділянки А кривої. Тому, в цілях отримання економічно досяжних для виробництва величин допусків на складові розміри, стає вигідним допустити вихід останнього у ланки за встановлені для нього межі з деякою, досить малою, практично можна знехтувати ймовірністю $\frac{q}{100}$ (Наприклад $q = 0,5\%$; $0,3\%$; $0,1\%$ і т.д.). тому розрахунок розмірних ланцюгів, заснований на обліку розподілу ймовірностей значень замикаючої ланки, є більш прогресивним, хоча, природно, і кілька більш складним. Цей метод розрахунку заснований на положеннях теорії ймовірностей і математичної статистики і називається теоретико-ймовірносним методом розрахунку розмірних ланцюгів.

Імовірнісний розрахунок базується на таких основних положеннях:

1. Відхилення розмірів складових ланок є випадковими величинами, т.е. величинами, які беруть ту чи іншу чисельне значення відповідно з певним законом розподілу.

2. Сполучення цих відхилень розмірного ланцюга - теж явища випадкового характеру, які підкоряються, отже, певним законом розподілу, причому мало ймовірно, щоб у подальшому ланцюгу виявилися в поєднанні ланки тільки з розмірами близькими до граничних.

З теорії ймовірностей відомі різні закони розподілу випадкових величин, так наприклад, закон рівної ймовірності, закон Сімпсона, закон Максвелла, закон нормального розподілу (закон Гаусса) і ін. (див рис. 1.9).

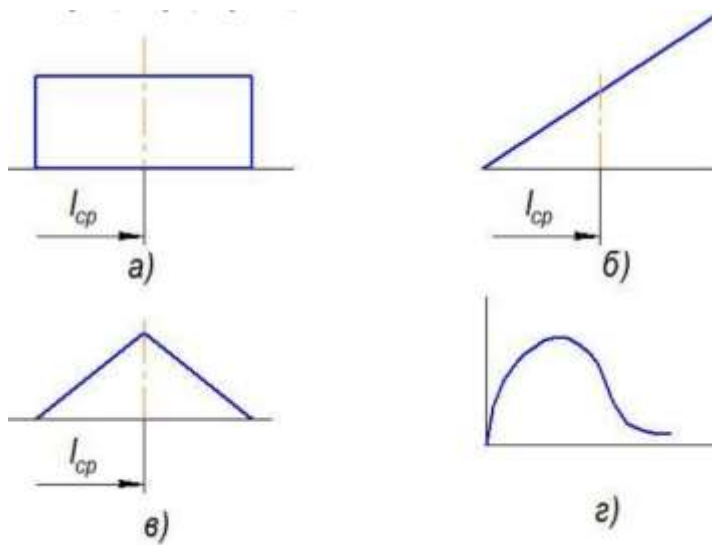


Рис. 1.9. Форми «кривих» розподілу (теоретичні закони):

- а) закон рівної ймовірності;
- б) закон рівномірно зростаючої ймовірності;
- в) розподіл по трикутнику (закон Сімпсона);
- г) розподіл істотно позитивних величин (Екоцентрітетов, биття і т.п. (закон Максвелла)).

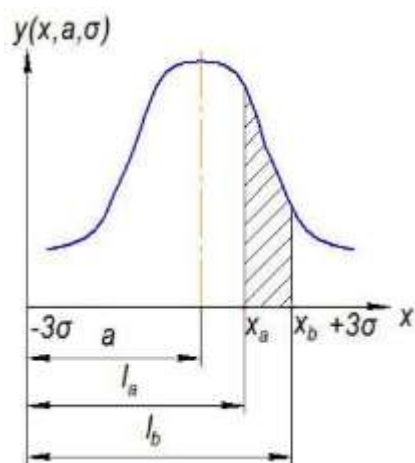


Рис. 1.10. Крива нормального розподілу.

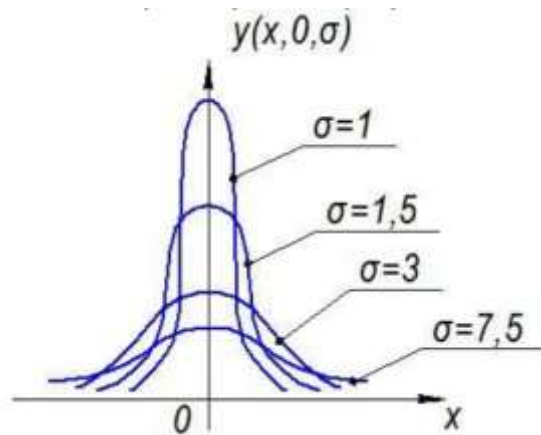


Рис. 1.11. Сімейство зосереджених кривих нормального розподілу при різних значеннях σ .

Практично внаслідок одночасної дії різних виробничих факторів криві розподілу є дуже часто композиції різних законів розподілу. Наприклад, знос інструменту, що протікає по лінійному закону, зумовлює появу розсіювання розмірів в партії деталей по закону рівної ймовірності. Наявність при цьому випадкових похибок, що підкоряються закону нормального розподілу, призводить до композиції нормального розподілу і рівної ймовірності (див. Рис. 1.12).

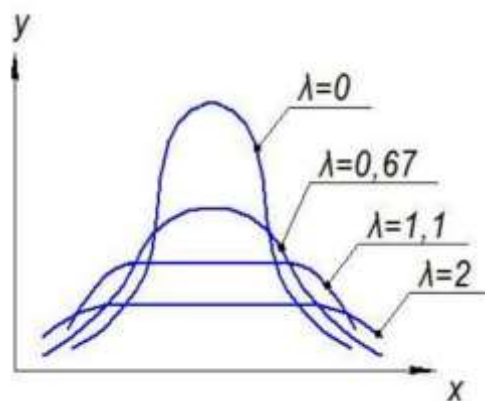


Рис. 1.12. Композиції законів нормального розподілу і рівної ймовірності при різних значеннях $\lambda = \frac{l_{cp}}{3\sigma}$

Розглянемо трохи докладніше закон нормального розподілу, тому що, по-перше, до нього за певних умов (зокрема, при автоматичному отриманні розміру) певною мірою наближається розподілу складових ланок і, по-друге, йому ж, як правило, слід розподіл останнього у ланки розмірного ланцюга.

Закон нормального розподілу виражається рівнянням:

$$y = f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} * l^{-\frac{(x-a)^2}{2\sigma^2}}, \quad (9)$$

де l - основа натуральних логарифмів ($l = 2,718$);

α, σ - незалежні постійні (параметри розподілу).

Графік цієї функції (рис.8) являє собою безперервну криву, симетричну щодо $x = \alpha$ і асимптотично наближається до осі абсцис.

При $x = \alpha$, має максимальну величину

$$y_{max} = f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}$$

Зі збільшенням відхилень x частота появи y (такого відхилення) зменшується.

Параметр α представляє середнє значення випадкової величини і називається центром розподілу (розсіювання) або центром групування значень випадкової величини. Цим параметром визначається положення кривої на осі абсцис. Параметр σ - середньоквадратичне відхилення випадкової величини (від її середнього значення). цей параметр визначає форму кривої (рис. 9) і характеризує розсіювання значень випадкових величин щодо її середнього значення.

Частина площі, обмежена ділянкою кривої, віссю абсцис і будь-якими двома значеннями випадкової величини (наприклад x_a і x_b), визначає число деталей, розміри яких знаходяться в межах від $l_a = x_a$ до $l_b = x_b$. Іншими словами, ця площа дорівнює ймовірності знаходження величини x в інтервалі

цих значень ($x_a \leq x \leq x_b$). Для підрахунку площ окремих ділянок складені таблиці заздалегідь обчислених значень інтегралів.

Повна площа, яку обмежує крива при $-\infty \leq x \leq +\infty$, дорівнює 1, що відповідає достовірності. Знаходження величини x в межах $\alpha - 3\sigma \leq x \leq \alpha + 3\sigma$ ймовірність, що дорівнює 0,9973.

Таким чином, в межах $\pm 3\sigma$, розташовуються розміри майже всіх деталей в партії (99,73%). У зв'язку з цим, це значення ймовірності і приймають при проведенні розмірних розрахунків, вважаючи, що при правильному співвідношенні між середнім квадратичним відхиленням розміру від його середнього значення (визначається законом розсіювання розмірів при виготовленні) та величиною допуску δ має існувати нерівність $\delta \geq 6\sigma$.

Величину 6σ і приймають за чисельну характеристику похибки даного методу обробки.

Математично встановлено, що якщо складові ланки розмірного ланцюга слідує закону Гаусса, то цим же законом слідує і замикаюча ланка. Замикаючу ланку слідує цим законом і в тому випадку, коли складові ланки підпорядковані не є нормальним, а будь якому іншому законом розподілу, але число їх досить велика і помилки їх однорідна[11, 13].

При визначенні граничних відхилень останнього у ланки імовірнісним методом слідує окремо підсумувати систематичні похибки і випадкові похибки складових ланок.

Систематичними похибками є величини, що визначають зміщення центру групування відхилень щодо середини поля допуску. Їх дія не змінює ні форми кривої розподілу, ні величини розсіювання. Підсумовуються вони алгебраїчно, тобто з урахуванням їх знаків, отже, ці похибки можуть компенсувати один одного.

Випадковими похибками є величини, що визначають саме розсіювання відхилень складових ланок (розмірів). Вони підсумовуються квадратичною.

У разі нормального розподілу розсіювання складових ланок розрахункові рівняння мають вигляд:

$$cS = \sum_{i=1}^m cPi - \sum_{j=1}^n cNj \quad (10)$$

$$\bar{\delta}S = \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} (\delta li)^2} \quad (11)$$

$$S_{max} = cS + \bar{\delta}S \quad (12)$$

$$S_{min} = cS - \bar{\delta}S \quad (13)$$

де c - символ середнього значення розміру;

$\bar{\delta}$ - символ половини допуску.

Якщо закони розподілу відхилень всіх або декількох складових ланок (внаслідок дії домінуючих систематичних або випадкових факторів) відмінні від закону нормального розподілу і центру групування зміщені - необхідно внести поправки в вирази для визначення cS і $\bar{\delta}S$.

Це здійснюється за допомогою введення в виразі для cS коефіцієнтів відносної асиметрії di . Коефіцієнт відносної асиметрії di , що відноситься до i що становить ланці, характеризує несиметричність розподілу ймовірностей цієї ланки щодо поля допуску (рис.11).

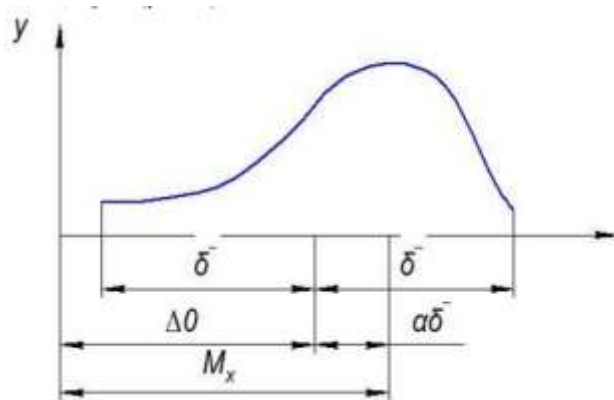


Рис. 1.13. Графічна інтерпретація коефіцієнта відносної асиметрії

$$di = \frac{Mxi - \Delta oi}{\bar{\delta}i} \quad (14)$$

де Mxi - математичне очікування (координата центру групування) -го ланки;

Δoi - координата середини поля допуску -го ланки.

У вираженні $\bar{\delta}S$ для вноситься поправка за допомогою введення коефіцієнтів відносного розсіювання Ki . Коефіцієнт відносного розсіювання Ki , що відноситься до i -ї ланки, служить при розрахунку рівномірних ланцюгів порівнянні величини розсіювання значень даного ланки з розсіюванням при нормальному розподілі

$$Ki = \frac{\lambda_i}{\lambda_n} \quad (15)$$

Де $\lambda_i = \frac{\sigma_i}{\bar{\delta}i}$ і $\lambda_N = \frac{\sigma_N}{\bar{\delta}i}$; - коефіцієнти, що представляють відношення величини середнього квадратичного відхилення до половини допуску при дійсному (λ_i) і нормальному (λ_N) законах розподілу ймовірностей i -ї ланки.

Відповідно до цього, вирази (10) і (11) приймають вид:

$$cS = \sum_{i=1}^m (cPi + d_i \bar{\delta}P_i) - \sum_{j=1}^n (cNj + d_j \bar{\delta}N_j) \quad (16)$$

$$\bar{\delta}S = \sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} K_i^2 (\delta li)^2} \quad (17)$$

Ми бачимо, що для виконання теоретико-імовірнісного розрахунку необхідно знати закони розподілу складових ланок, відповідно до яких вибираються коефіцієнти di і Ki за таблицями. Користуючись чисельним значенням коефіцієнта Ki , відповідає розподілу за законом рівної ймовірності (цим законом відповідає максимальне чисельне значення $K = 1,73$) можливо застосовувати імовірнісний розрахунок, навіть не маючи відомостей про дійсний законі розподілу складових ланок.

Очевидно, що вирази (10) і (11) відповідають значенням коефіцієнтів $d_i = 0$ і $K_i = 1$, для всіх складових ланок.

Наведені вище висловлювання (16) і (17) застосовуються при вирішенні завдань 1-го виду (Перевірних). Для вирішення 2-го виду (проектних) використовується рівняння

$$\alpha = \frac{2\delta S}{\sqrt{\sum_{i=1}^{m+n} K_i^2 d_{cpi}^2}} \quad (18)$$

тут - число одиниць допуску, рівних $0,5\sqrt[3]{d_{cp}}$, в допуск кожного зі складових ланок d_{cpi} - середній діаметр для того інтервалу діаметрів по ОСТ, в який потрапляє розмір i -ї ланки.

Детально теоретико-імовірнісний метод розрахунку рівномірних ланцюгів висвітлений у джерелах [1, 2, 4, 5].

1.7. Висновки по розділу. Мета і задачі дослідження

Існує декілька методів досягнення заданої точності відносного розташування поверхонь або осей виробу при складанні: метод повної взаємозамінності; теоретико-ймовірнісний метод; метод групової взаємозамінності; метод регулювання; метод пригону. В загальному випадку, перші два методи є пріоритетними, особливо в умовах автоматизації, коли складання повинно виконуватись без підбору, пригону і регулювання.

Метою даної роботи є підвищення ефективності технологічного процесу складання виробу машинобудування шляхом вдосконалення його конструкції на основі моделювання та аналізу розмірних зв'язків.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- Виконати порівняльний аналіз сучасних методів моделювання розмірних зв'язків та засобів автоматизації розмірного аналізу
- Побудувати модель розмірних зв'язків між деталями виробу на основі обраного методу

- Проаналізувати модель розмірних зв'язків за допомогою обраного інструменту автоматизації
- Запропонувати вдосконалення конструкції виробу з метою забезпечення ефективності процесу складання
- Використати результати дисертаційної роботи при розробці стартап проекту «Консалтинг в сфері розмірного аналізу»

РОЗДІЛ 2

2. Порівняльний аналіз методів і засобів моделювання розмірних зв'язків

Представлений аналіз і систематизація основних моделей для аналізу допусків. В даному розділі міститься опис найбільш поширених критеріїв для категоризації моделі аналізу допусків (систематика), а потім порівняння моделей. Згодом п'ять найбільш репрезентативних моделей описано та встановлено у запропонованій систематиці, щоб визначити їх загальні риси, а також відмінні. Ці методи були обрані з літератури [15-20] через їх поширеність та оригінальність. П'ять обраних моделей були повністю розроблені для 3D програми з використанням геометричних допусків.

Класифікація є корисним інструментом для оцінки та порівняння моделей аналізу допусків, залежно від їх особливостей. У наступному розділі п'ять найбільш репрезентативних моделей аналізу допусків проілюстровані та класифіковані детально. Критерії оцінювання були визначені, починаючи з запропонованих у літературі[21] та вводячи всі критерії, необхідні для опису всіх етапів, пов'язаних із проблемою аналізу допусків: переклад застосованих допусків та кінематичних з'єднань у параметрах моделі, побудова функції складання, стратегія, прийнята для вирішення функцій складання. Ці кроки можна знайти у всіх методах, запропонованих літературою. Тому запропонованими критеріями оцінки є:

- вид допуску: моделі дозволяють мати справу з розмірами та пов'язаними з ними допусками, або з допуском форми, або з усіма геометричними допусками (за винятком форми);
- Конверт і Незалежність[26]: модель дозволяє мати справу з конвертом або принцип незалежності, застосований до розмірного допуску;

- взаємодія допусків: модель дозволяє або ні схематизувати більше допусків, застосованих до однієї функції;
- пріоритет між опорними елементами: модель дозволяє або не дозволяє мати справу з призначеним пріоритетом між опорними елементами;
- умова модифікатора матеріалу: модель дозволяє або не дозволяє мати справу з призначеними умовами модифікатора матеріалу;
- параметри моделі від допусків: модель дозволяє або не дозволяє призначити функцію щільності ймовірності параметрам моделі, починаючи з призначених допусків;
- тип з'єднання: модель може стосуватися тільки стиків, які контактують, або також може стосуватися стиків із зазором;
- організація функціональних вимог: функціональна вимога представлено через елементи або через точки, що належать елементам;
- функція стеження за допуском: модель може вирішувати лише функцію лінійного зшивання або функцію мережевої зшивання.
- Тип аналізу: модель враховує найгірший підхід або статистичний підхід до вирішення функцій стека.

2.1 Модель векторного циклу

Модель векторного циклу використовує вектори для подання відповідних розмірів складання. Кожен вектор являє собою або компонент вимірювання або вимірювання складання. Вектори розташовані в ланцюзі або петель, щоб відтворити ефекти тих розмірів, які стека разом, щоб визначити, результуючі розміри складання. У моделі векторного циклу моделюються три типи варіацій: розмірні варіації, кінематичні та геометричні варіації. У моделі векторної петлі величина геометричного виміру відображається на довжину (L_i) відповідного вектора. Варіанти

розмірів, визначені відхиленнями розмірів, включаються як +/- варіації довжини вектора.

Кінематичні варіації описують відносні рухи між деталями, що спаровуються, тобто невеликі коригування, які відбуваються під час складання у відповідь на розмірні та геометричні зміни компонентів. У моделі векторної петлі кінематичні варіації моделюються за допомогою кінематичних з'єднань, тобто схематизацій, таких як повзунок тощо. Для моделей векторної петлі існує 6 загальних типів з'єднань, доступних для 2-D збірок і 12 загальних стиків для 3-D збірок. На кожному кінематичному з'єднанні регулювання складання перетворюються на діапазони для рухів, дозволених з'єднанням (тобто ступеня свободи). Для кожного кінематичного з'єднання повинна бути визначена база (local datum reference frame, DRF).

Геометричні варіації фіксують ті зміни, які можна приписати геометричним допускам. Вони моделюються шляхом додавання додаткових ступенів свободи (ступеня свободи) до кінематичного з'єднанням, показаних вище. Це запроваджує спрощення: хоча геометричні допуски можуть впливати на всю поверхню, в моделях векторних циклів вони розглядаються лише з точки зору варіацій, які вони викликають у місцях спаровування, і лише в напрямках, дозволених типом кінематичного стику. Залежно від того, який тип геометричної зміни представлений допуском і які рухи дозволені на кінематичному стику, геометричний допуск, як правило, моделюється як додатковий набір поступальних і обертальних перетворень (наприклад, вектори переміщення, матриці обертання), які слід додати в з'єднання.

Щоб краще зрозуміти модель векторного циклу, основні етапи її застосування до проблеми аналізу допусків наведені нижче:

1. Створення графіку складання - Першим кроком є створення графіку складання. Графік складання - це спрощена схема складання, що представляє деталі, їх розміри, умови спарювання та функціональні вимоги, тобто кінцеві розміри складання, які необхідно виміряти, щоб

перевірити, чи виріб здатний забезпечити необхідну функціональність. Графік складання допомагає визначити кількість векторних ланцюгів і циклів, залучених до складання.

2. Визначте базу (DRF) для кожної частини - Наступним кроком є визначення бази (DRF) для кожної частини. База (DRF) використовуються для пошуку відповідних функцій у кожній частині. Якщо є кругла контактна поверхня, її центр також вважається базою.
3. Визначте кінематичні з'єднання та створіть шляхи баз - Кожне відношення між частинами переводиться на кінематичний шарнір. Кінематичні з'єднання, як правило, розташовані в точках контакту між частинами. Шляхи баз - це геометричні схеми, що задають напрямок та орієнтацію векторів, що утворюють векторні петлі, вони створюються шляхом з'єднання разом розмірів, які знаходять точку контакту деталі з іншою, відносно DRF самої деталі.
4. Створення векторних циклів - використовуючи графік складання та шляхи до баз, створюються векторні петлі. Кожен векторний цикл створюється шляхом з'єднання даних; векторні петлі можуть бути відкритими або закритими; відкрита петля закінчується функціональною вимогою, яку можна виміряти в кінцевому складанні(це може бути або розмір відповідного зазору в кінцевому складанні, або будь-який інший функціонально відповідний розмір складання); замкнена петля вказує на наявність одного або декількох регульованих елементів у складі
5. Отримати рівняння складання - Обмеження складання, визначені в моделях на основі векторних циклів, можуть бути математично представлені у вигляді з'єднання однорідних матриць перетворення твердого тіла. H - результуюча матриця. Якщо складання описується замкнутим циклом обмежень, H дорівнює матриці тотожності, інакше

Н дорівнює g вектору, що представляє результуюче перетворення, яке призведе до ідентифікації функціональної вимоги.

6. Аналіз розмірних ланцюгів - припускаючи складання, виготовлене з r -деталей. Кожна частина представлена x -вектором відповідних розмірів та α -вектором, що містить додаткові розміри, додані для врахування геометричних допусків. Коли деталі збираються разом, отриманий продукт характеризується u -вектором змінних складання та g -вектором вимірюваних функціональних вимог. Можна обчислити g -вектор із замкнутого чи відкритого циклу обмежень за допомогою методу прямої лінеаризації. Пряма лінеаризація - дуже простий і швидкий метод, але він також наближений. Коли приблизне рішення є неприйнятним, можна використовувати альтернативні підходи, такі як чисельне моделювання за допомогою методики Монте-Карло.

Модель векторного циклу може бути вирішена за допомогою як найгіршого випадку, так і статистичного підходу. Це дозволяє враховувати розмірні та всі геометричні допуски (форма теж). Якщо до однієї і тієї ж ознаки застосовується більше допусків, кожен допуск розглядається окремо. Тому модель не здатна враховувати конверт або принцип незалежності, застосований до розмірних допусків та взаємодії між зонами допусків, оскільки векторна петля моделює розмірний допуск вектором лише з одним параметром, який може змінюватися (його довжина). Модель дозволяє легко призначити функцію щільності ймовірності параметрам моделі, починаючи з призначених допусків. Модель може мати справу з лінійною функцією складання та функціями згуртування мережі. Всі розглянуті стики забезпечують контакт між сполучними деталями. Функціональні вимоги до складання можуть бути представлені як через функції, так і через точки. Модель не в змозі виділити пріоритет серед даних. Комерційне програмне забезпечення для комп'ютерного аналізу допуску

толерантності (CAT), відоме як Cetol 6σ Sigmetrix, засноване на моделі векторних циклів.

2.2 Варіаційна модель

Основна ідея варіативної моделі полягає в представленні змінності складання, обумовленої допусків та умов складання, через параметричну математичну модель. Щоб створити збірку, інженер повинен визначити номінальну форму та розміри кожного компонента складання (ця інформація зазвичай отримується з файлів CAD). Потім інженер визначає відповідні особливості кожного компонента і призначає розмірні та геометричні допуски до них. Кожна функція має свою локальну базу, в той час як кожен компонент і вся збірка мають свою глобальну базу. У номінальних умовах визначається гомогенна матриця перетворення (TN), яка ідентифікує позицію ознаки бази щодо частини бази. У реальних умовах (тобто виготовлена деталь) особливість буде характеризуватися поворотно-поступальним зміщенням щодо його номінального положення. Цей зсув моделюється для узагальнення повних ефектів розмірних та геометричних варіацій, що впливають на деталь, за допомогою іншої матриці: диференціальної однорідної матриці перетворення (DT). Варіаційна модель може враховувати перевагу серед даних, встановлюючи параметри матриці диференціальної однорідної матриці перетворення (DT).

Варіаційна модель не в змозі мати справу з допущеннями форми, як це робить модель векторного циклу; це означає, що фактична форма функції приймається незмінною, тобто варіантами форми функції нехтують. Положення зміщеної ознаки в частині DRF можна просто отримати шляхом матричного множення як зміну DRF. Модель є параметричною, тому що різні типи та кількість варіацій можуть бути змодельовані просто змінивши вміст (параметри) DT-матриці. У деяких випадках локалізація ознаки, на яку впливає варіація, може бути визначена перетворенням стосовно іншої ознаки

в тій же частині, на яку впливають і зміни. Тому умова модифікатора матеріалу моделюється шляхом встановлення параметрів матриці DT.

Після моделювання змінних деталей їх необхідно зібрати разом. Інший набір диференціальних однорідних матриць перетворення вводиться для обробки поворотно-поступальних відхилень, що вводяться кожним зв'язком відношення складання. Такі матриці мають назву DA, з буквою A (= складання), щоб відрізнити їх від матриць, які були використані для деталей. Ці матриці важко оцінити, оскільки вони залежать як від допусків, накладених на деталі, що контактують, так і від умов складання. Ця модель не здатна представляти умови спаровування із зазором. Проблема оцінки диференціальної матриці проаналізована в кількох літературних роботах[21,24,25]. Можлива стратегія полягає в моделюванні з'єднання між сполученими частинами шляхом відновлення послідовності з'єднання між функціями. Інша можливість полягає в накладанні деяких аналітичних обмежень на параметри.

Коли всі матриці перетворення отримані, можна виразити всі ознаки в одному глобальній DRF складання. Нарешті, функціональні вимоги можна моделювати у вигляді рівняння, отриманого з матричних множень, описаних вище. Ця модель може бути застосована до вузлів, що включають стики, що створює лінійну структуру між частинами (функція лінійного накопичення) та стиків, що складає складну структуру між частинами (мережі функцій складання), як, наприклад, векторний цикл.

Після моделювання функцій складання, існує два підходи до їх вирішення: найгірший випадок та статистичний підхід. Аналіз найгіршого випадку полягає у виявленні крайніх конфігурацій складання за заданим набором допусків. У варіаційному підході проблема, як правило, розглядається як проблема оптимізації (максимізації та/або мінімізації) при обмеженнях, визначених самими допусками. Статистичний підхід, як правило, обробляється шляхом призначення заданих функцій щільності

ймовірності, наприклад Гауссана, до параметрів, що ідентифікують основні елементи, що сприяють зміні кожної функції (часто вважається незалежною, шляхом спрощення), а потім відповідно розв'язувати функції складання

Щоб краще показати варіаційний метод, його основні етапи наступні:

1. Створення графіку складання - Першим кроком є створення графіку складання. Графік складання - це спрощена схема складання, що представляє деталі, особливості, умови спарювання та функціональні вимоги.
2. Визначте DRF кожної функції, кожної деталі і зборки. Наступним кроком є визначення локальної DRF кожної функції, глобальної DRF кожної частини та зборки (зазвичай DRF складання збігається з DRF першої частини). DRF розміщуються залежно від типу поверхні; від DRF, локальних параметрів та диференціального однорідного перетворення визначено матриці DT.
3. Перетворення ознак - Після того, як матриці перетворення відомі, кожна ознака частини перетворюється в глобальний DRF частини.
4. Створення складання - Використання графіка складання і перетворені функції, умови складання витягуються, обчислюються параметри складання, що входять до матриці DA.
5. Отримати рівняння функціональних вимог - Після того, як будуть відомі параметри складання, всі характеристики можуть бути виражені в одному глобальному DRF складання. На даний момент функціональні вимоги визначаються з точки зору функцій, які можна вирішити за допомогою описаних раніше найгірших випадків та/або статистичних підходів.

Варіаційну модель можна вирішити за допомогою як найгіршого випадку, так і статистичного підходу. Він стосується розмірних та геометричних допусків, виняток допуск форми. Фактично, вона розглядає функцію заміщення як фактичну особливість. Модель не може врахувати конверт або

принцип незалежності, застосований до розмірних допусків та взаємодії між зонами допусків. Модель дозволяє легко призначити функцію щільності ймовірності параметрам моделі, починаючи з призначених допусків. Модель може мати справу з лінійною функцією складання та мережевими функціями складання. Всі розглянуті стики забезпечують контакт між сполучними деталями. Функціональні вимоги до складання можуть бути представлені як через функції, так і через точки. Модель здатна виділити пріоритет серед даних.

2.3 Матрична модель

Замість виведення рівнянь, що моделюють конкретне переміщення частини або зборки, можна піддавати функцію заданого набору геометричних розмірів (параметрів), припускаючи конкретні значення в межах, визначених допусками (як у варіаційному підході), матрична модель спрямована при виведенні явного математичного зображення кордону всієї просторової області, що охоплює всі можливі переміщення за рахунок одного або декількох джерел мінливості. Для цього матриці однорідних перетворень знову вважаються основою математичного подання.

Матриця переміщення DT використовується для опису будь-яких поворотних змін, яким може бути підданий ознака; матриця визначається відносно локального DRF. Оскільки мета полягає в тому, щоб представити межі області можливих варіацій (тобто крайніх значень), підхід по суті є найгіршим підходом. Жоден статистичний підхід не може бути реалізований, як, наприклад, векторний цикл та варіаційні моделі. Для подання меж потрібно додати обмеження до переміщень, змодельованих в матрицях DT.

Межі переміщення в результаті складних рядів допусків вирішуються шляхом моделювання ефектів кожного допуску окремо та комбінування отриманих областей. Аналогічно, проміжки/зазори представлені так, ніби вони були областями допуску. Нарешті, класифікуючи поверхні на кілька класів, кожен характеризується певним типом інваріантності щодо

конкретних типів переміщення (наприклад, циліндр інваріантний будь-якому обертанню навколо своєї осі) переміщень - і отримана матриця переміщення - може бути спрощена.

Аналогічний підхід дотримується для моделювання розмірів, що виступають як функціональні вимоги складання; оскільки в цьому випадку результуюча область (можливих значень) по суті міститься в сегменті, межі сегмента повинні бути обчислені за допомогою найгіршого підходу (min-max відстані між двома точками). Дві точки, що визначають межі відрізка, повинні бути визначені як результат функцій складання.

Матрична модель заснована на позиційних допусків і критеріїв Технологічно і Топологічно пов'язані поверхні (TTRS). Геометричні ознаки вважаються ідеальними, тобто допуски форми знехтують, як це стосується варіаційної моделі. Щоб краще зрозуміти матричний метод аналізу толерантності, його основні етапи наведені нижче.

1. Перетворення допусків, застосованих до креслення - Першим кроком є перетворення допусків, застосованих до креслення, щоб вони відповідали позиційному допуску та критеріям TTRS.
2. Створення графіку складання - Другим кроком є створення графіку складання. Графік складання дозволяє ідентифікувати глобальний DRF та зв'язки між ознаками, яким призначаються допуски. Складові частини повинні контактувати, стики з зазором можуть не враховуватися.
3. Визначення локального DRF кожної функції деталі - DRF повинен бути призначений для кожної функції частини.
4. Визначення вимірюваних точок для кожної функціональної вимоги - Точки, які знаходять межі кожної функціональної вимоги, повинні бути визначені, а шлях, який з'єднує їх із глобальним DRF, повинен бути визначений з урахуванням усіх допусків, що складаються на цьому шляху.

5. Визначення внеску кожного окремого переміщення та пов'язаного з цим обмеженням. Необхідно визначити внесок кожного переміщення у загальну область переміщення та обмеження, необхідні для визначення його меж. Кожну поверхню можна класифікувати в один із семи класів інваріантних поверхонь; це дозволяє відкинути деякі переміщення та отримати спрощену матрицю переміщення. Додаткова інформація необхідна для уточнення обмежень, що забезпечують, щоб функція залишалася всередині меж зони допуску.
6. Застосувати принцип суперпозиції та проведіть оптимізацію - Якщо на одній частині застосовується більше одного допуску, загальний ефект обчислюється за принципом накладання. Наприклад, якщо до однієї і тієї ж ознаки застосовано n допусків, у локальній DRF зміщення загальної точки, що належить до ознаки, просто визначається як сума одиничного внеску. Сукупність виразів, отриманих для кожної ознаки допуску, призводить до обмеженої задачі оптимізації, яку можна вирішити відомими, стандартними підходами. Ця модель була розроблена для складання, що включають стики, що робить лінійну структуру між деталями (функція лінійного накопичення), в той час як вона не в змозі мати справу з з'єднаннями, що складає складну структуру між деталями (функція мережевого з'єднання). Найгірший підхід може бути застосований до матричної моделі, оскільки статистична ще не розроблена.

Матричну модель можна вирішити лише за допомогою підходів у найгіршому випадку. Він стосується розмірних та геометричних допусків, виняток допускає форму. Фактично, вона розглядає функцію заміщення як фактичну особливість. Модель не може врахувати конверт або принцип незалежності, застосований до розмірних допусків. Він розглядає взаємодію

між зонами допуску. Модель не дозволяє призначити функцію щільності ймовірності параметрам моделі, починаючи з призначених допусків. Модель може мати справу лише з лінійною функцією складання. Розглянуті з'єднання можуть враховувати контакт або зазор серед з'єднувальних деталей. Функціональні вимоги складання можуть бути представлені лише через функції. Модель не в змозі виділити пріоритет серед даних.

2.4 Якобійська модель

У термінології, прийнятої якобіанським модельним підходом, будь-яка відповідна поверхня, яка бере участь у складанні допусків, називається функціональним елементом (FE). У ланцюзі допусків FE розглядаються парами: дві парні поверхні можуть належати одній частині (внутрішній парі) або двом різним частинам і спарені, оскільки вони взаємодіють як елементи сполучення (кінематична пара, яка також називається зовнішньою парою). Частини повинні контактувати, щоб моделювати цю модель.

Матриці перетворення можуть бути використані для пошуку FE пари щодо інших: такі матриці можна використовувати для моделювання номінального переміщення між двома FE, але також додаткових малих переміщень за рахунок змінних, модельованих допусків. Допуском форми нехтують. Основний своєрідний аспект якобіанського підходу полягає у формулюванні таких матриць, тобто за допомогою підходу, отриманого з опису кінематичних ланцюгів у робототехніці. Перетворення, яке пов'язує два FE, що належать до пари, і що включає як номінальне зміщення, так і невеликі відхилення внаслідок допусків, може бути змодельоване набором шести віртуальних з'єднань, кожен з яких пов'язаний з DRF. Кожне віртуальне з'єднання орієнтоване так, що FE може мати або переміщення, або обертання вздовж своєї осі z . Сукупність шести віртуальних з'єднань породжує матрицю перетворення, що пов'язує один FE з іншим FE пари. Положення точки, що лежить на другому FE пари, яка може вважатися такою, що зображує FR (функціональну вимогу) під контролем, стосовно

DRF першого FE (прийнятого як глобальний DRF), може бути виражена врахуванням три малі переклади та три малі обертання точки в глобальній DRF через добуток матриці Якобій, пов'язану з FE, з допущеннями всіх задіяних пар FE (внутрішніх або кінематичних) та вектора малих відхилень, пов'язаних з FE з допущеннями всіх задіяних пар FE, виражених в місцевому DRF. Основним елементом виразу є яacobіанська матриця, яку порівняно легко обчислити, починаючи з номінального положення геометричних елементів. Однак складною частиною є перетворення допусків складання в переміщення для присвоєння віртуальним з'єднанням, визначеним для кожної пари FE в ланцюзі.

Основні кроки підходу описані нижче:

1. Визначення пар FE (функціонального елемента) - Першим кроком є ідентифікація пар функціональних елементів (тобто пар відповідних поверхонь). FE розташовані послідовно парами для формування функції складання, спрямованої на обчислення кожної функціональної потреби.
2. Визначення DRF для кожного FE та віртуальних з'єднань.
Наступним кроком є визначення DRF для кожного FE та створення ланцюга віртуальних з'єднань, що представляють трансформацію, що пов'язує пари FE. Після отримання такої інформації може бути отримана матриця перетворення для кожного FE.
3. Створення ланцюга і отримання загальної матриці Якобіа - Матриці перетворення можуть бути ланцюговими, щоб отримати функцію складання, необхідну для оцінки кожної FR. Ця модель була розроблена для складання, що включають стики, що робить лінійну структуру між деталями (функція лінійного зшивання), в той час як вона не в змозі мати справу з з'єднаннями, які складають складну структуру між деталями (мережа функцій складання), як, наприклад, матрична модель.

4. Отримавши необхідну функцію складання, вона може бути вирішена звичайними методами літератури[22,23] для найгірших чи статистичних підходів.
5. Нарешті, необхідно зауважити, що ця модель базується на критерії «Технологічно та Топологічно пов'язані поверхні» (TTRS) і за позиційним критерієм допуску. Тому допуски загального креслення необхідно перетворити відповідно до раніше визначених критеріїв, перш ніж проводити аналіз допустимих відхилень.

Якобійська модель може бути вирішена лише за допомогою найгіршого випадку та статистичного підходу. Він стосується розмірних та геометричних допусків, виняток допускає форму. Фактично, вона розглядає функцію заміщення як фактичну особливість. Модель не може врахувати конверт або принцип незалежності, застосований до розмірних допусків. Він розглядає взаємодію між зонами допуску. Модель не дозволяє призначити функцію щільності ймовірності параметрам моделі, починаючи з призначених допусків. Модель може мати справу лише з лінійною функцією складання. Розглянуті з'єднання можуть враховувати контакт або зазор серед з'єднувальних деталей. Функціональні вимоги складання можуть бути представлені за допомогою особливостей та пунктів. Модель не в змозі виділити пріоритет серед даних.

2.5 Торсорська модель

Торсорська модель використовує параметри гвинта для моделювання тривимірних зон допуску. Параметри гвинта є загальним підходом, прийнятим у кінематиці для опису руху, і оскільки зона допуску може розглядатися як область, де поверхні дозволено рухатися, параметри шнеку можуть бути використані для її опису. Кожна реальна поверхня деталі моделюється поверхнею заміни. Поверхня заміщення - це номінальна поверхня, що характеризується набором параметрів гвинта, що моделюють

відхилення від номіналу за рахунок застосованих допусків. Визначено сім типів зон допуску. Кожен з них ідентифікується підмножиною ненульових параметрів гвинта, а решта встановлюються на нуль, коли вони залишають поверхню інваріантною. Параметри гвинта розташовані в конкретному математичному операторі, який називається торсор, звідси і назва підходу. Враховуючи загальну поверхню, якщо u_A, v_A, w_A є компонентами перекладу його точки A , а α, β, γ - кути обертання (вважається малим) щодо номіналу відповідний торсор є:

$$T_A = \left\{ \begin{matrix} \alpha & u_A \\ \beta & v_A \\ \gamma & w_A \end{matrix} \right\}_R$$

де R - DRF, який використовується для оцінки шнекових компонентів.

Для моделювання взаємозв'язків між частинами складання визначено три типи торторів (або малого переміщення Торсор SDT): частина SDT для кожної частини складання для моделювання переміщення деталі; відхилення SDT для кожної поверхні кожної деталі для моделювання геометричних відхилень від номіналу; зазор SDT між двома поверхнями, що з'єднує дві частини, для моделювання зв'язку. Допуски форми знехтують і вони не включаються до відхилення SDT.

Об'єднання SDT використовується для отримання глобальної поведінки складання. Агрегацію можна здійснити, враховуючи, що в найгіршому підході обчислюється кумулятивний ефект лінійної функції збору n -елементів шляхом додавання окремих компонентів торсів. Це не вірно для мережі функцій складання, яка ще не була розроблена моделлю Торсор. Торсорський метод не дозволяє застосовувати статистичний підхід, оскільки компоненти торса є інтервалами невеликих переміщень; вони не є параметрами, до яких можна легко призначити функцію щільності ймовірності.

Торсорська модель працює за припущенням, що прийняті як TTRS, так і позиційні критерії терпимості, що означає, що допустимі допуски на

кресленні можуть бути оновлені перед проведенням аналізу допуску. Розв'язання функцій складання, розташованих у мережі, не розроблено повністю. Нарешті, варто зазначити, що у відповідній літературі використання малих торсів переміщення для моделювання проблем аналізу допусків має тенденцію дотримуватися двох основних підходів: з одного боку, SDT використовуються для розробки функцій для обчислення положення геометричних елементів (належність до складання), оскільки вони піддаються зміщенню, допущеному відхиленнями; з іншого боку, SDT використовуються для моделювання цілих просторових об'ємів, які капсулюють усі можливі точки в просторі, які можуть бути зайняті геометричними елементами під час їх змін. При аналізі тематичного дослідження було розглянуто лише другий підхід, оскільки він виглядає більш перспективним.

Основні етапи торсорної моделі описані нижче

1. Визначте відповідні поверхні кожної частини та відносини між ними
- Перший крок - виявлення відповідних поверхонь, що належать кожній частині, та відносини між ними; ця інформація зазвичай збирається на графіку поверхонь. На цьому етапі ідентифікуються ланцюги для відновлення FR до відповідних поверхонь.
2. Отримання SDTs - відхилення SDT повинні бути пов'язані з кожною відповідною поверхнею кожної деталі. Це призводить до оцінки глобальної SDT для кожної частини. Нарешті, форма зазору SDT пов'язана з кожним швом відповідно до функціональних умов складання.
3. Отримайте функції збору FR: обчисліть кумулятивні ефекти переміщень та отримайте остаточну лінійну функцію збору кожного FR.

Модель Торсон може бути вирішена лише за допомогою підходу в найгіршому випадку. Торсова модель не дозволяє застосовувати

статистичний підхід, оскільки компоненти торса є інтервалами невеликих переміщень; вони не є параметрами, до яких можна легко призначити функцію щільності ймовірності. Він стосується розмірних та геометричних допусків, виняток допускає форму. Фактично, вона розглядає функцію заміщення як фактичну особливість. Модель не може врахувати конверт або принцип незалежності, застосований до розмірних допусків. Він враховує взаємодію між зонами допуску. Модель не дозволяє призначити функцію щільності ймовірності параметрам моделі, починаючи з призначених допусків. Модель може мати справу лише з лінійною функцією складання. Розглянуті з'єднання можуть забезпечувати контакт або зазор між сполучними деталями. Функціональні вимоги складання можуть бути представлені за допомогою особливостей та пунктів. Модель не в змозі виділити пріоритет серед даних.

2.6 Засоби автоматизованого моделювання розмірних ланцюгів

Як правило, «вручну» аналізуються лише нескладні одновимірні (1D) ланцюги. Для вирішення реальних конструкторських і технологічних задач використовується спеціальне програмне забезпечення.[44]

Альтернативою аналізу одновимірних ланцюгів за допомогою таблиць (як правило, в *Microsoft Excel*) можуть бути такі інструменти: *EZtool* [30], *Autodesk Inventor Tolerance Analysis* [31], *Creo EZ Tolerance Analysis Extension* [32]. Всі інструменти розроблені компанією *Sigmetrix*.

Для більш складних випадків розрахунку може бути, наприклад, використаний модуль *TolAnalyst* [33], вбудований в *SolidWorks*. Модуль підтримує просторовий аналіз розмірних ланцюгів з можливістю врахування всіх трьох джерел виникнення похибок. Процедура аналізу є доволі зручною зважаючи на те, що модуль працює безпосередньо з “нативною” CAD моделлю, а отже певний об’єм початкових даних може бути отриманий автоматично. [44]

Інструмент TolAnalyst входить в систему SolidWorks компанії Dassault Systems. Для аналізу в TolAnalyst на деталі складання необхідно нанести все характеризують її розміри і допуски. В SolidWorks для цієї процедури є спеціальний інструмент - DimXpert, який працює в стандарті призначення допусків ASME Y14.41-2003 і ISO 16792: 2006. При виставленні розмірів необхідно дотримуватися принципу повного обмеження виробничих елементів, який передбачає встановлення всіх розмірів, однозначно характеризують стан і геометрію отворів, бобишек і інших елементів деталі. Обмеження задаються за допомогою розмірів, допусків, а також певних геометричних взаємозв'язків між елементами. За результатами нанесення розмірів елементи деталі можуть бути як занадто, так і недостатньо обмежені. До переваг інструменту можна віднести можливість автоматичного нанесення розмірів, коли розміри і допуски наносяться в відповідно до стандарту. Аналіз складання, які включають деталі з не повністю обмеженими елементами, запускається, однак результат може виявитися некоректним. Сама процедура вказівки вихідних параметрів для аналізу інтуїтивно зрозуміла і досить проста в порівнянні з CETOL 6σ. При підготовці до аналізу задається порядок складання. Сполучення для аналізу вибираються зі списку призначених раніше.

Недолік системи полягає у тому, що для дослідження будь-якого допуску вибирається тільки один варіант вимірювання [28], що може виявитися вельми незручним при дослідженні впливу одного допуску на кілька розмірів і вузлів в складанні.

Результати дослідження включають тільки максимальне і мінімальне значення врізання і зазорів. цього може виявитися недостатньо, наприклад, при аналізі вимірювання між площинами з призначеними на них допусками орієнтації. В цьому випадку система не відобразить мінімальні значення зазору і натягу, а тільки максимальні. система також відображає схематичне

уявлення положення компонентів складання при імітації мінімального і максимального відхилення.

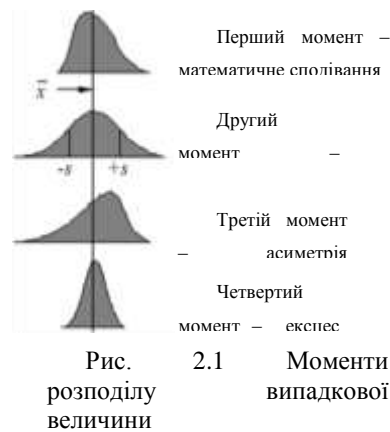
У методиці аналізу системи TolAnalyst існує найважливіша особливість: для моделювання відхилення поверхні в межах геометричного допуску використовується поле допуску розмірного відхилення, призначеного на суміжну поверхню, тобто геометричний допуск «поглинає» розмірний. Це означає, що при призначенні тільки геометричного відхилення без супутнього розмірного геометричний допуск брати участь в аналізі не буде.

У деяких випадках ця особливість призводить до відсутності відмінностей в результатах аналізу між розмірним і геометричним допуском. Для аналізованої збірки таким випадком буде призначення розмірного допуску і паралельності на поверхню. Результати аналізу з урахуванням допуску паралельності і без нього будуть однакові.

SolidWorks TolAnalyst має наступні обмеження: система підтримує аналіз методом максимуму-мінімуму та RSS і не підтримує загальний метод статистичного аналізу; дослідження не може бути виконане для декількох розмірних ланцюгів одночасно.

Для більш потужного аналізу може бути використаний інструмент *CETOL 6σ* [34]. Програмне забезпечення: включає, окрім аналізу методом максимуму-мінімуму та RSS, статистичний аналіз іншими методами, в т.ч. Методом Моментів Системи, який враховує 4 моменти розсіювання випадкової величини (рис. 2.2); підтримує автоматичний розрахунок

розмірного ланцюга після модифікації вхідних даних без запуску нового дослідження; надає можливість аналізу декількох розмірних ланцюгів в одному дослідженні; дозволяє дослідити ступінь впливу кожної ланки



ланцюга (допуску) на результуючу характеристику складального виробу (Рис. 2.4).

CETOL 6 σ інтегрується з найбільш поширеними CAD системами: *PTC Creo*, *CATIA V5-6*, *NX* та *Solidworks*.

Використання *CETOL 6 σ* потребує побудови спеціальної розрахункової моделі. Ця модель передбачає, окрім граничних відхилень розмірів усіх деталей, що входять в розмірний ланцюг, та допусків форми і розташування, завдання кінематичних співвідношень між деталями [27, 29]. Кінематичні співвідношення потребують особливої уваги, оскільки вони є основою моделі. Необхідно зазначити, що мається на увазі не кінематична модель механізму в цілому (як в теорії механізмів і машин), а малі взаємні переміщення пар деталей у складеному виробі, які виникають внаслідок відхилень розмірів від номінальних значень. Рівняння кінематики складання описують обмеження на взаємодію між спряжуваними деталями (рис. 2.3).

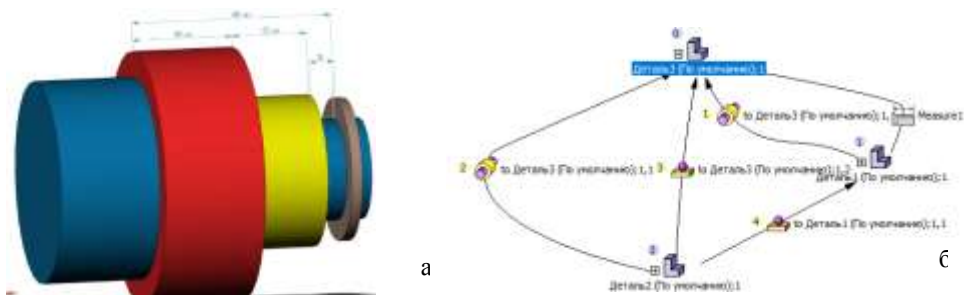


Рис. 2.2 Моделі складального виробу:
а) геометрична; б) у виді графу кінематичних обмежень, побудована в *CETOL 6 σ*

Від порядку і правильності завдання кінематичних обмежень між деталями складального виробу залежить достовірність результатів моделювання, тому цей етап є найбільш складним і відповідальним та потребує розуміння роботи системи.

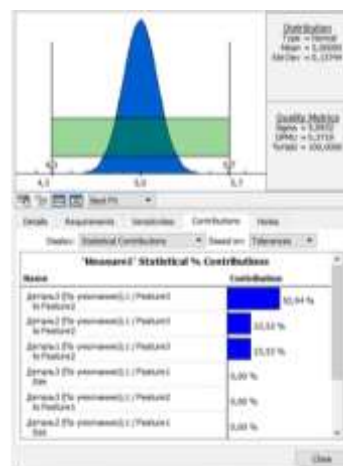


Рис. 2.3 Результати моделювання

2.7 Висновки

Модель аналізу допуску дозволяє оцінити вплив допусків, призначених компонентам складання, на функціональні вимоги складання.

У цьому розділі п'ять моделей порівнюються відповідно до систематики, представленої на початку розділу. Визначені критерії можуть бути корисними для оцінки та порівняння різних моделей для аналізу допуску у всіх аспектах, що стосуються типової проблеми аналізу допустимих відхилень. Критерії дозволяють підкреслити лише деякі етапи проблеми аналізу допустимих відхилень. Метою є створення обраної схеми їх вибору, залежно від характеристик моделі. Враховуючи актуальні проблеми дослідження, пов'язані з моделями аналізу допустимих відхилень, є багато можливостей для вдосконалення.

Модель векторної петлі та варіаційна модель видаються більш розвиненими, ніж інші; вони єдині, які надають підтримку для вирішення функцій складання толерантності за участю мереж. Більше того, вони надають метод для призначення ймовірно функцій густини модельним параметрам, коли задані допуски. Однак модель векторного циклу та варіаційна модель не повністю відповідають фактичним стандартам ISO та ASME, і вони не забезпечують підтримку взаємодії між зонами допуску. Модель векторного циклу є єдиною, що забезпечує фактичну підтримку моделювання допусків форми; всі інші моделі приймають спрощення, що полягає у розгляді реальних особливостей, що збігаються з їх заміниками. Варіаційна модель підтримує включення обмежень пріоритету серед даних, а також наявність матеріальних умов модифікаторів. Матрична модель та модель торса підтримують лише найгірший підхід для вирішення проблеми аналізу толерантності. Це обмеження, але їх формалізація дозволяє їм обробляти стики із зазором та взаємодію між зонами допуску. Якобійська модель має перевагу в тому, що матрицю Якобії можна легко обчислити з номінальних умов, тоді як зміщення функціональних вимог може бути

безпосередньо пов'язано зі зміщеннями віртуальних суглобів; однак важко отримати такі зміщення віртуальних з'єднань з допусків, що застосовуються до складових компонентів. З іншого боку, модель торсора, можливо, дозволить легко оцінити діапазонів малих переміщень безпосередньо від допусків, застосованих до складових компонентів, але тоді, дуже важко пов'язати ці діапазони з діапазонами функціональних вимог складання. Ці два міркування запропонували ідею уніфікованої яacobіан-торсорної моделі для оцінки переміщень віртуальних з'єднань від допусків, що застосовуються до складових компонентів через торси, а потім співвіднесення переміщень функціональних вимог до віртуальних спільних переміщень через матрицю Яcobія. Хоча це теоретично можливо, оскільки відхилення зазвичай невеликі, а отже, рівняння можна лінеаризувати, фактична доцільність такого підходу все ще є предметом дослідження.

Нарешті, розглянуті моделі мають деякі загальні межі. Перший стосується правила конверта: моделі не дозволяють застосовувати правило конверта та правило незалежності до різних допусків однієї частини. Друга полягає в тому, що не існує жодних критеріїв, щоб присвоїти ймовірно функцію густини параметрам моделі, приєднаним до застосовуваних допусків, і що враховує взаємодію між зонами допусків. Останній стосується циклу складання: моделі не в змозі представляти весь тип зчеплення з зазором між двома деталями.

Модулі для аналізу одновимірних ланцюгів присутні майже у всіх CAD системах. За необхідності: моделювання складних розмірних ланцюгів (в т.ч. просторових), урахування різних законів розсіювання розмірів, а також нелінійної залежності результуючих характеристик складеного виробу від точності деталей та з'єднань, рекомендується використовувати програмне забезпечення *CETOL 6σ*. При цьому особливу увагу необхідно приділити побудові розрахункової моделі, від правильності якої буде залежати достовірність отриманих результатів.

РОЗДІЛ 3

3 Модель розмірних зв'язків у складальному виробі для забезпечення ефективності технологічного процесу складання

Допуски і граничні відхилення розмірів поверхонь деталей складальних одиниць редукторів не можуть проставлятися довільно. Їх величина повинна визначатися розрахунком при розмірному аналізі складальних розмірних ланцюгів з урахуванням комплексних показників точності передач, радіального зазору в підшипниках кочення, методу складання та т. д.

Розрахунок точності деталей і розмірний аналіз вузлів редуктора повинен починатися з формулювання завдання проектування і з визначення вихідних ланок складальних розмірних ланцюгів. Потім встановлюються складові ланки складальних розмірних ланцюгів. Особливості розрахунку розмірних ланцюгів залежать від обраного методу розрахунку і методу складання.[45]

3.1 Розмірні ланцюги циліндричного редуктора

На рис. 3.1 приведена компоновка складальних одиниць вала колеса і вала шестерні циліндричного редуктора.

Опорами валів в передачі є радіальні підшипники кочення, встановлені в отворі складеного корпусу.

Найбільш загальним випадком є конструктивне виконання, коли підшипники кочення встановлюють в перехідних втулках (стаканах).

Точність розташування осей посадочних отворів в корпусі редуктора і осьових розмірів поверхонь деталей складальних одиниць вала шестерні і вала колеса отримують шляхом розрахунку складальних розмірних ланцюгів.

Розмірний аналіз редуктора починають з виявлення вихідних (замикаючих) ланок і складальних розмірних ланцюгів.

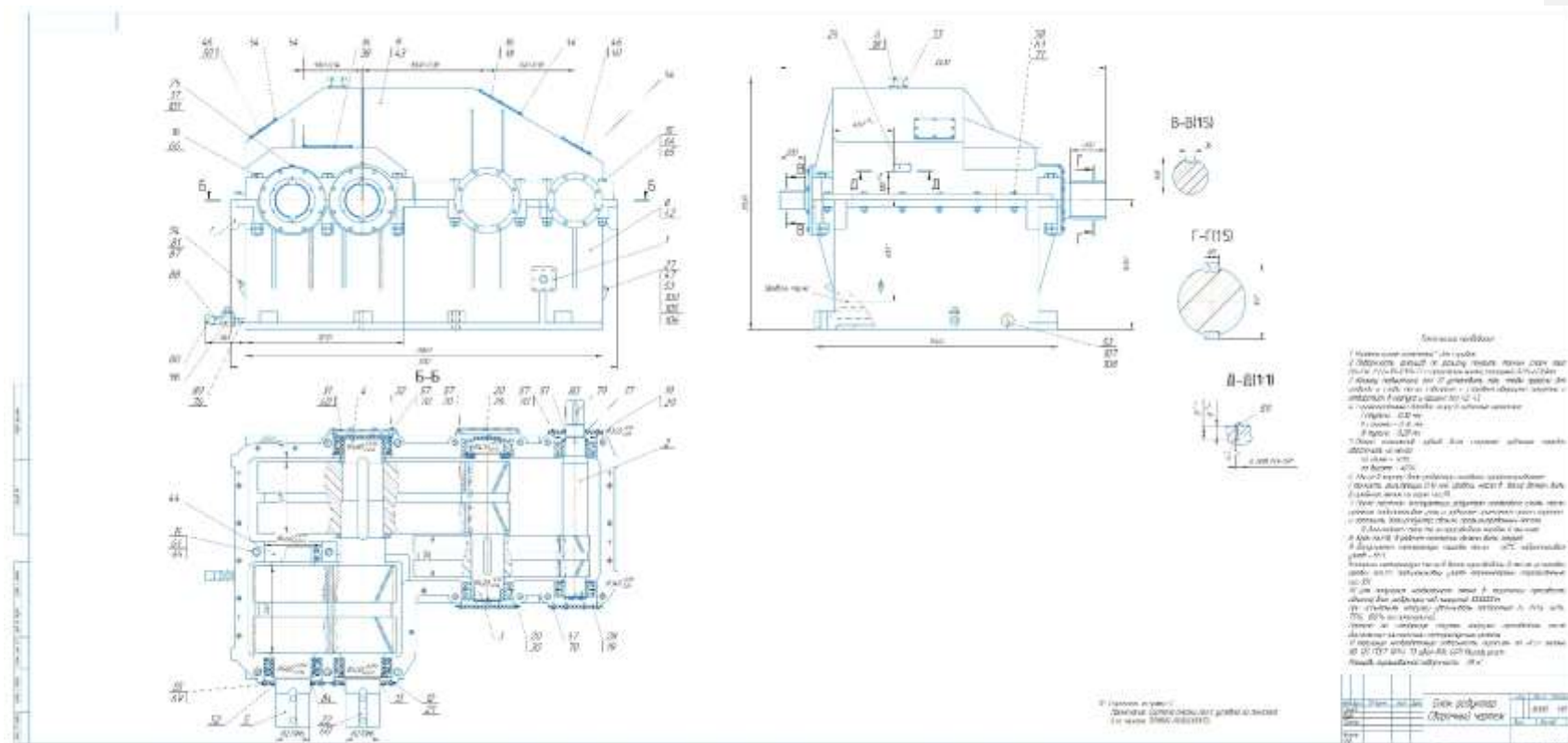


Рисунок 3.1 - Складальне креслення циліндричного редуктор.

3.2 Завдання, які вирішуються, вихідні ланки і розмірні ланцюги

Норми точності циліндричних зубчастих передач встановлюються стандартом ГОСТ 1643-81[35]. Точність розмірів деталей і складання вузлів валу зубчастого колеса і шестерні повинні гарантувати наступні показники (Рис. 3.2):

- 1) точність міжосьової відстані з допуском $T_a = 2|f_a|$;
- 2) точність по перекосу осей з допуском на перекіс осей f_y ;
- 3) точність по паралельності осей з допуском паралельності осей f_x ;

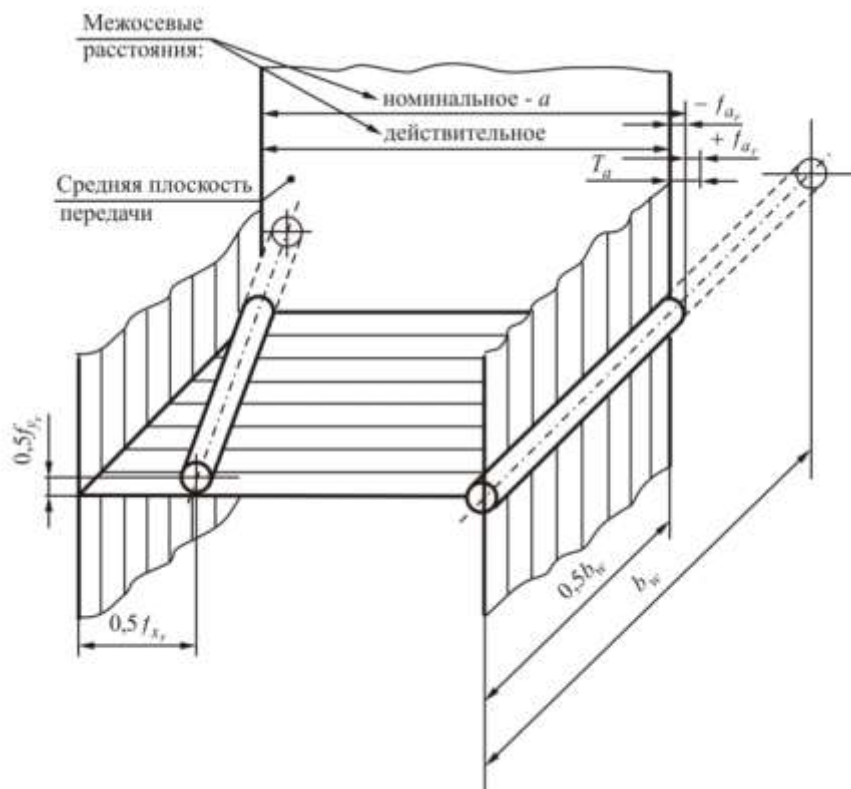


Рисунок 3.2 - Похибки, що впливають на повноту контакту і бічний зазор у передачі

Точність розмірів деталей вузла вала колеса і вала шестерні при

складанні повинні забезпечити осьової зазор в підшипниках опор валів в заданих межах.

Показники точності циліндричної зубчастої передачі ставлять завдання розрахунку точності розмірів деталей, що входять в вузли вала колеса і вала шестерні.

Замикаючими ланками складальних розмірних ланцюгів циліндричного редуктора є показники норми бічного зазору і норми контакту.[45]

1. Відстань a між осями обертання валів в середній торцевій площині передачі. Міжосьова відстань обмежується верхнім $(+f_{a_r})$ і нижнім $(-f_{a_r})$ граничними відхиленнями. Допуск T_a дорівнює $2|f_a|$; граничні відхилення $\pm f_{a_r}$ [37] в залежності від міжосьової відстані a і виду сполучення.[41]

2. Відхилення від паралельності проекції робочих осей f_{x_r} зубчастих коліс в передачі на площину, в якій лежить одна з осей і точка другий осі в середній площині передачі. Величина f_{x_r} задається в торцевій площині в лінійних одиницях на довжині, рівній ширині зубчастого вінця. Відхилення f_{x_r} обмежується допуском паралельності осей f_x , [37] в залежності від ширини зубчастого колеса і ступеня точності.[42]

3. Перекіс осей f_{y_r} . Це відхилення від паралельності проекції робочих осей зубчастих коліс в передачі на площину, паралельну одній з осей і перпендикулярну площині, в якій лежить ця вісь, і точка перетину другої осі із середньою площиною передачі. Перекіс осей f_{y_r} визначається в торцевій площині в лінійних одиницях на довжині, що дорівнює ширині зубчастого вінця, і обмежений допуском на перекіс

осей f_y , [37]

4. Точність і надійність циліндричної передачі залежить також від радіального зазору S між тілами кочення і біговими доріжками кілець підшипника. Для зручності розрахунку радіальний зазор перераховують в осьовий зазор, який відносять до відстані H_Δ між торцем кришки і торцем зовнішнього кільця підшипника.[43]

На рис. 3.3 дані схеми розмірних ланцюгів редуктора, в яких вихідними ланками є показники норм контакту і бічного зазору в подачі f_{a_r} , f_{x_r} , f_{y_r} .

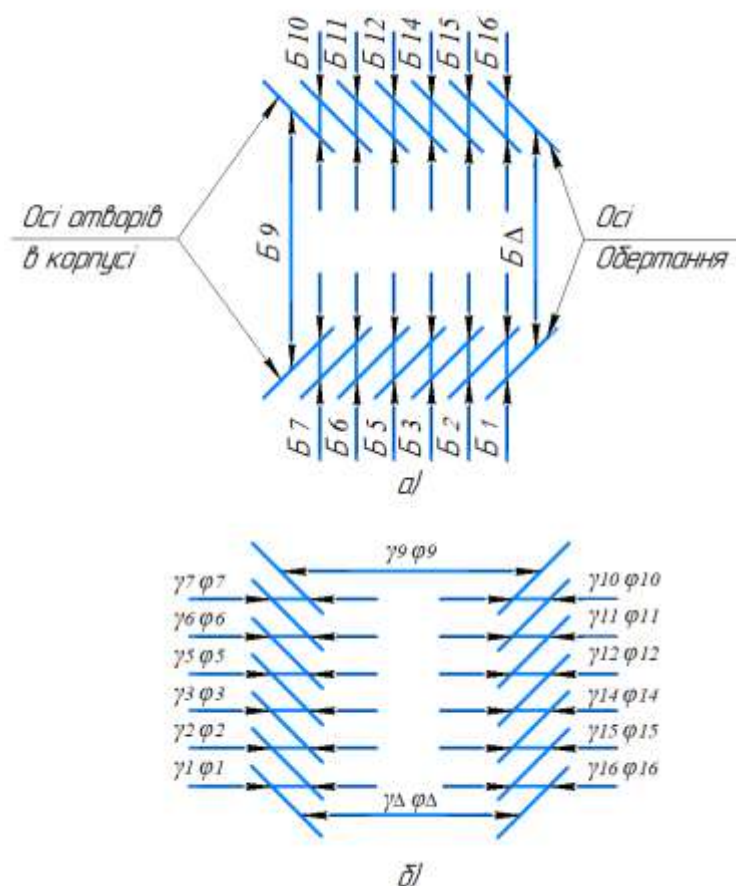


Рисунок 3.3 - Схема складальних розмірних ланцюгів редуктора: а)

- розмірна ланцюг Б з замикаючою ланкою f_{a_r} (B_{Δ}); b - розмірна ланцюг γ з замикаючим ланкою перекошу осей f_{y_r} ($\gamma\Delta$); розмірна ланцюг ϕ з замикаючою ланкою паралельності осей обертання валів f_{x_r} ($\phi\Delta$)

Інформація про складових ланок розмірного ланцюга Б (див. Рис. 3.3 а) приведена в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 - Геометричний зміст складових ланок складальної розмірного ланцюга Б (див. Рис. 3.3 а)

| геометричні параметри | деталь редуктора | Позначення складових ланок |
|---|--|----------------------------|
| Неспіввісність бігових доріжок зовнішнього кільця | Підшипники вала колеса | B_1, B_5 |
| | Підшипники вала шестерні | B_{10}, B_{14} |
| Зсув центрів доріжок кочення внутрішніх кілець від радіальних зазорів | Підшипники вала колеса | B_3, B_7 |
| | Підшипники вала шестерни | B_{12}, B_{16} |
| Зсув осей зовнішніх кілець підшипника від зазору в з'єднанні по посадкової поверхні | Корпус – кільце підшипника вала колеса | B_2, B_6 |
| | Корпус – кільце підшипника вала шестерні | B_{11}, B_{15} |
| Відстань між осями посадочних поверхонь | Корпус редуктора | B_9 |

Передаточні відношення складових ланок складального розмірного

ланцюга (рис. 3.3 а) редуктора (рис. 3.1) мають таке значення:

$$\begin{aligned}\xi_9 &= 1,0; \\ \xi_1 &= \xi_{14} = \frac{l_1}{l}; \\ \xi_5 &= \xi_{10} = \frac{l_2}{l}; \\ \xi_2 &= \xi_3 = \frac{l_1}{l} \cos \beta_1; \\ \xi_6 &= \xi_7 = \frac{l_2}{l} \cos \beta_2; \\ \xi_{11} &= \xi_{12} = \frac{l_2}{l} \cos \beta_3; \\ \xi_{15} &= \xi_{16} = \frac{l_1}{l} \cos \beta_4;\end{aligned}$$

Відстані l_1 і l_2 від опор до середини вінців зубчастих коліс і відстань l між опорами вала показані на рис. 3.1 $\beta_1 \div \beta_4$ - кути між напрямками сил, що діють на опори, і площиною, в якій розташовані осі валів.

Неспіввісність зовнішніх кілець підшипників (ланки B_1, B_5, B_{10} і B_{14}) приймають в межах 0,01-0,04 мм.

Граничні відхилення ES, EI, es і ei на складові ланки B_2, B_6, B_{11} і B_{15} приймають по стандартам ГОСТ 25347-82[39] і ГОСТ 3325-85[40].

Граничні відхилення складових ланок B_3, B_7, B_{12} і B_{16} приймають в залежності від меж коливання радіального зазору S після монтажу підшипника.

Рішення складального розмірного ланцюга B зводиться до визначення точності (T_9, es_9, ei_9) відстані B_9 між осями посадочних отворів в корпусі редуктора з урахуванням точності розмірів деталей і підшипників, що входять у вузол вала колеса і вала шестерні.

У розмірного ланцюга γ (див. Рис. 3.3 б), яка відповідає

компонуванні зубчастої передачі (див. рис. 3.1), є такі складові ланки:

$\gamma_1, \gamma_5, \gamma_{10}, \gamma_{14}$ - відхилення від співвісності доріжок кочення зовнішніх кілець підшипників;

$\gamma_2, \gamma_6, \gamma_{11}, \gamma_{15}$ - зміщення зовнішніх кілець підшипників в отворах корпусу;

γ_9 - перекіс осей отворів корпусу;

$\gamma_3, \gamma_7, \gamma_{12}, \gamma_{16}$ - зміщення центрів доріжок кочення внутрішніх кілець

підшипників внаслідок зазорів S в підшипниках;

Передаточні відношення ξ_i складових ланок розмірного ланцюга γ встановлюють за такими залежностями:

$$\xi_9 = 1,0;$$

$$\xi_1 = \xi_5 = \xi_{10} = \xi_{14} = \frac{L}{l};$$

$$\xi_2 = \xi_3 = \frac{L}{l} \sin \beta_1;$$

$$\xi_6 = \xi_7 = \frac{L}{l} \sin \beta_2;$$

$$\xi_{11} = \xi_{12} = \frac{L}{l} \sin \beta_3;$$

$$\xi_{15} = \xi_{16} = \frac{L}{l} \sin \beta_4.$$

Тут $\beta_1 \div \beta_4$ - кути між напрямками сил, що діють на опори, і площиною, в якій розташовані осі валів.

У розмірного ланцюга φ (див. Рис. 3.3 б) становить ланка φ_9 представляє відхилення від паралельності осей корпусу. Решта складових ланки розмірного ланцюга φ збігаються з складовими ланками розмірного ланцюга γ . Передавальні відносини складових ланок складального розмірного ланцюга φ :

$$\xi_9 = 1,0;$$

$$\xi_1 = \xi_5 = \xi_{10} = \xi_{14} = \frac{L}{l};$$

$$\xi_2 = \xi_3 = \frac{L}{l} \cos \beta_1;$$

$$\xi_6 = \xi_7 = \frac{L}{l} \cos \beta_2;$$

$$\xi_{11} = \xi_{12} = \frac{L}{l} \cos \beta_3;$$

$$\xi_{15} = \xi_{16} = \frac{L}{l} \cos \beta_4.$$

Тут $\beta_1 \div \beta_4$ - кути між напрямками сил, що діють на опори, і площиною, в якій розташовані осі валів.

3.3 Розрахунок розмірних ланцюгів вала колеса редуктора

Задача: розрахувати точність розмірів деталей, що входять в вузол вала колеса і встановити кількість і розміри компенсаторів для регулювання точності радіального зазору при складанні.

Метод зборки: з огляду на особливості конструкції редуктора вибираємо в якості методу досягнення точності останнього у ланки метод регулювання нерухомим компенсатором.

Тип компенсатора: як компенсатора вибираємо набір прокладок однакової товщини, за допомогою якого буде регулюватися при складанні зазор між торцями зовнішнього кільця підшипника.

Метод розрахунку: теоретико-імовірнісний.

Вихідні дані:

1. Креслення редуктора (Рис. 3.1).
2. Стандартні вироби в складальних одиницях: підшипник радіальний 22332 СС/В33 нульового класу точності з шириною кільця В = 114_{-0,2} ([36]).

3. Радіальний зазор в підшипнику $s = 0^{+0,080}_{+0,035}$ ([38]).

4. Схема складального розмірного ланцюга Н (рис. 3.4) і її ланки:

$H_{\Delta} = C_{ei_{\Delta}}^{es_{\Delta}}$ - замикає ланка розмірного ланцюга, що дорівнює осової гри C радіального підшипника;

$H_1 = B = 114$ - ширина зовнішнього кільця підшипника, мм.

Граничні відхилення на ширину B вибирають в [36], тобто

$$H_1 = 114_{-0,2};$$

$$H_2 = 25 \text{ - товщина буртика вала, мм;}$$

$$H_3 = 420 \text{ - довжина маточини зубчастого колеса, мм;}$$

$$H_4 = 15 \text{ - висота дистанційного кільця, мм;}$$

$$H_5 = H_1 = 114_{-0,2} \text{ - ширина зовнішнього кільця підшипника, мм;}$$

$$H_6 = 115 \text{ - відстань між торцями кришки, мм;}$$

$$H_7 = 980 \text{ - відстань між платів корпусу редуктора, мм;}$$

$$H_8 = 1 \text{ - компенсатор (набір прокладок), мм;}$$

$$H_9 = H_6 = 115 \text{ мм.}$$

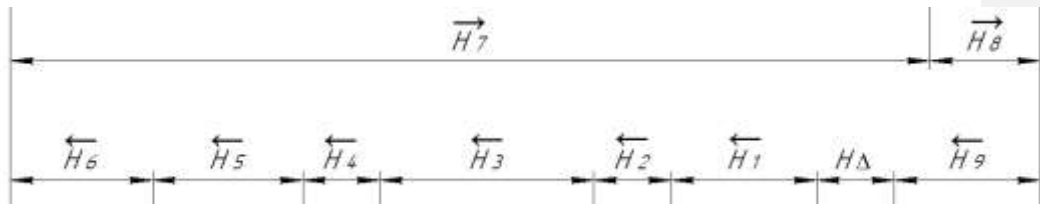


Рисунок 3.4 - Схема складального розмірного ланцюга вала зубчастого колеса

Граничні відхилення на осову гру залежать від радіального зазору S в підшипнику. Визначимо відношення $\frac{2C}{S}$:

при S_{max}

$$\frac{2C}{S_{max}} = 6,5$$

при S_{min}

$$\frac{2C}{S_{min}} = 12$$

Тоді

при S_{max}

$$2C = 0,08 \cdot 6,5 = 0,52 \text{ мм}$$

при S_{min}

$$2C = 0,035 \cdot 12 = 0,42 \text{ мм}$$

тобто осьова гра в підшипнику становить: $0_{+0,42}^{+0,52} = H_{\Delta}$

Дані розрахунку розмірного ланцюга Н (Рис. 3.4) записуємо в табл.

3.2.

Призначимо по ГОСТ 25347-82[39] розширені допуски на складові ланки розмірного ланцюга:

$$H_2 = 25h14_{(-0,52)}$$

$$H_3 = 420h14_{(-1,55)}$$

$$H_4 = 15h14_{(-0,43)}$$

$$H_6 = 115 \pm \frac{IT14}{2} = 115 \pm 0,435$$

$$H_7 = 980 \pm \frac{IT14}{2} = 980 \pm 1,15$$

$$H_9 = H_6 = 115 \pm 0,435$$

Визначимо граничне відхилення на компенсатор (мм) - $H_8 = 1$ - вважаючи, що прокладки в наборі виготовлені з одного аркуша товщиною h , мм:

$$h_{min} \leq T_{\Delta} = 0,07$$

Прийmemo в якості прокладки сталеву холоднокатану стрічку товщиною h , мм, з низьколегованої сталі за дод. П1.25:

$$h = 0,07_{-0,011}$$

Тоді попереднє число прокладок z в наборі складе:

$$z = \frac{H_8}{T_\Delta} = \frac{1}{0,07} = 14,28$$

Допуск на компенсатор (мм) розрахуємо за формулою (2.15):

$$T_k = zT_{ki} = 14 \cdot 0,011 = 0,154$$

Прийmemo $T_k = 0,16$ з симетричним розташуванням поля допуску,
мм:

$$H_8 = 1 \pm 0,08$$

Таблиця 3.2 - Характеристики ланок розмірного ланцюга вала
зубчастого колеса циліндричного редуктора (Рис. 3.4)

| Розміри | | | характеристики розмірів | | | | | | значення коефіцієнтів | |
|-------------------|---|--|-------------------------|----------|-------|----------------------|-----------|--------|-----------------------|-------------|
| позначення | характеристика | ξ_i | попередні | | | остаточні | | | a_i | λ_i |
| | | | $HP \frac{es}{ei}$ | E_{mi} | T_i | $HP \frac{es'}{ei'}$ | E'_{mi} | T'_i | | |
| H_Δ | - | - | $0^{+0,52}_{+0,42}$ | +0,47 | 0,1 | | | | 0 | 0,33 |
| H_1 | $\begin{smallmatrix} y \\ м. \end{smallmatrix}$ | $\begin{smallmatrix} - \\ 1 \end{smallmatrix}$ | $114_{-0,2}$ | -0,1 | 0,2 | $114_{-0,2}$ | -0,1 | 0,2 | 0,1 | 0,33 |
| H_2 | $\begin{smallmatrix} y \\ м. \end{smallmatrix}$ | $\begin{smallmatrix} - \\ 1 \end{smallmatrix}$ | $25_{-0,52}$ | -0,26 | 0,52 | $25_{-0,52}$ | -0,26 | 0,52 | 0,1 | 0,33 |
| H_3 | $\begin{smallmatrix} y \\ м. \end{smallmatrix}$ | $\begin{smallmatrix} - \\ 1 \end{smallmatrix}$ | $420_{-1,55}$ | -0,775 | 1,55 | $420_{-1,55}$ | -0,775 | 1,55 | 0,1 | 0,33 |
| $H_{4\text{кор}}$ | $\begin{smallmatrix} y \\ м. \end{smallmatrix}$ | $\begin{smallmatrix} - \\ 1 \end{smallmatrix}$ | $15_{-0,43}$ | -0,215 | 0,43 | $15_{-0,43}$ | -0,215 | 0,43 | 0,1 | 0,33 |
| H_5 | $\begin{smallmatrix} y \\ м. \end{smallmatrix}$ | $\begin{smallmatrix} - \\ 1 \end{smallmatrix}$ | $114_{-0,2}$ | -0,1 | 0,2 | $114_{-0,2}$ | -0,1 | 0,2 | 0,1 | 0,33 |
| H_6 | $\begin{smallmatrix} y \\ м. \end{smallmatrix}$ | $\begin{smallmatrix} - \\ 1 \end{smallmatrix}$ | $115 \pm 0,435$ | 0 | 0,87 | $115 \pm 0,435$ | 0 | 0,87 | 0 | 0,33 |

| | | | | | | | | | | |
|-------------------|---------|--------------------------------------|-----------------|---|------|-----------------|---|------|---|------|
| H_7 | y м. | $\begin{matrix} + \\ 1 \end{matrix}$ | $980 \pm 1,15$ | 0 | 2,30 | $980 \pm 1,15$ | 0 | 2,30 | 0 | 0,33 |
| $H_{8\text{кор}}$ | y м. | $\begin{matrix} + \\ 1 \end{matrix}$ | $1 \pm 0,08$ | 0 | 0,16 | $1 \pm 0,08$ | 0 | 0,16 | 0 | 0,33 |
| H_9 | y м. | $\begin{matrix} - \\ 1 \end{matrix}$ | $115 \pm 0,435$ | 0 | 0,87 | $115 \pm 0,435$ | 0 | 0,87 | 0 | 0,33 |

Встановимо виробничий допуск T'_Δ (мм) замикаючої ланки (при Р =

0,27%):

$$T'_\Delta = 3 \sqrt{\sum_1^9 \xi_i^2 \lambda_i^2 (T'_i)^2}$$

$$= 3 \sqrt{0,33^2 (0,2^2 + 0,52^2 + 1,55^2 + 0,43^2 + 0,2^2 + 0,87^2 + 2,3^2 + 0,16^2 + 0,87^2)}$$

$$= 3,09$$

Розрахуємо по формулі (2.19) компенсацію, мм:

$$T_{\text{комп}} = T'_\Delta - T_\Delta = 3,09 - 0,08 = 3,01$$

За залежності (2.20) визначимо число прокладок в наборі:

$$z = \frac{T_{\text{комп}}}{T_\Delta} + 1 = \frac{2,59}{0,08} + 1 = 38,625$$

У зв'язку з тим, що остаточно прийняте число прокладок більше попереднього ($40 > 14$), допуск T'_Δ замикаючої ланки зміниться і складе 3,12 мм.

Встановимо за формулою (2.17) середнє відхилення E'_{m_Δ} (мм) поля допуску останнього у ланки з урахуванням виробничих допусків складових ланок:

$$\begin{aligned}
E'_{m_{\Delta}} &= \sum_1^9 \xi_i \left(E'_{m_i} + \alpha_i \frac{T_i}{2} \right) \\
&= (-1) \left[(-0,1) + 0,1 \frac{0,2}{2} \right] + (-1) \left[(-0,26) + 0,1 \frac{0,52}{2} \right] \\
&+ (-1) \left[(-0,775) + 0,1 \frac{1,55}{2} \right] + (-1) \left[(-0,215) + 0,1 \frac{0,43}{2} \right] \\
&+ (-1) \left[(-0,1) + 0,1 \frac{0,2}{2} \right] + 0 + 0 + 0 + 0 = 1,305
\end{aligned}$$

Визначимо по формулі (2.21) поправку $E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}}$ (мм) (компенсуюча ланка є збільшуючою):

$$\begin{aligned}
E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}} &= E_{m_{\Delta}} - E'_{m_{\Delta}} - \frac{1}{2} T'_{\Delta} + E_{m_8} + H_8 \\
&= +0,47 - (+1,305) - \frac{1}{2} 3,12 + 0 + 1 = -1,395
\end{aligned}$$

Змінимо величину середнього відхилення коригуючого ланки $H_{4_{\text{кор}}}$, яке є зменшуючою ланкою. Скоригована відхилення (мм) визначимо за формулою (2.24) з поправкою зі знаком «мінус»:

$$E_{m_{\text{кор}}}^{\text{змін}} = E_{m_4} - E_{m_{\text{кор}}}^{\text{попр}} = -0,215 - (-1,395) = 1,18$$

Тоді

$$\begin{aligned}
H_4^{\text{змін}} &= 15_{+0,75}^{+1,18} \\
E_{m_4} &= 0,5[(+1,18) + (+0,75)] = +0,965
\end{aligned}$$

Висновок: При витримуванні наступних допусків:

$H_1 = 114_{-0,2}$, $H_1 = 25_{-0,52}$, $H_1 = 420_{-1,55}$, $H_1 = 15_{+0,75}^{+1,18}$, $H_1 = 114_{-0,2}$,
 $H_1 = 115 \pm 0,435$, $H_1 = 980 \pm 1,15$, $H_1 = 1 \pm 0,08$, $H_1 = 115 \pm 0,435$, та
кількості прокладок з сталеві холоднокатаної стрічки товщиною
 $h = 0,07_{-0,011}$, мм, з низьколегованої сталі $z = 39$, точність радіального
зазору буде в межах допуску, а саме $s = 0_{+0,035}^{+0,080}$.

3.4 Розрахунок розмірних ланцюгів редуктора за допомогою CETOL 6 sigma

Відповідно до технічних вимог до виробу «Блок-редуктор» (рис.), при його складанні необхідно забезпечити гарантований боковий зазор в зубчастому зачепленні I ступеня 0,32 мм.

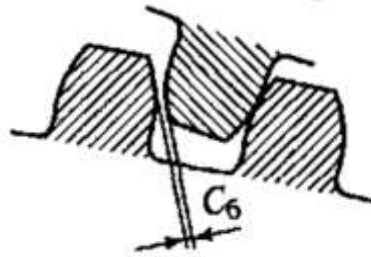


Рис. 3.5 Боковий зазор в зубчастому зачепленні

На першому етапі виконаємо моделювання розмірних зв'язків у виробі на основі даних креслення. Для цього, в середовищі *SOLIDWORKS* розробили тривимірну модель виробу (рис. 3.6), в якій на розміри деталей призначили допуски виготовлення.

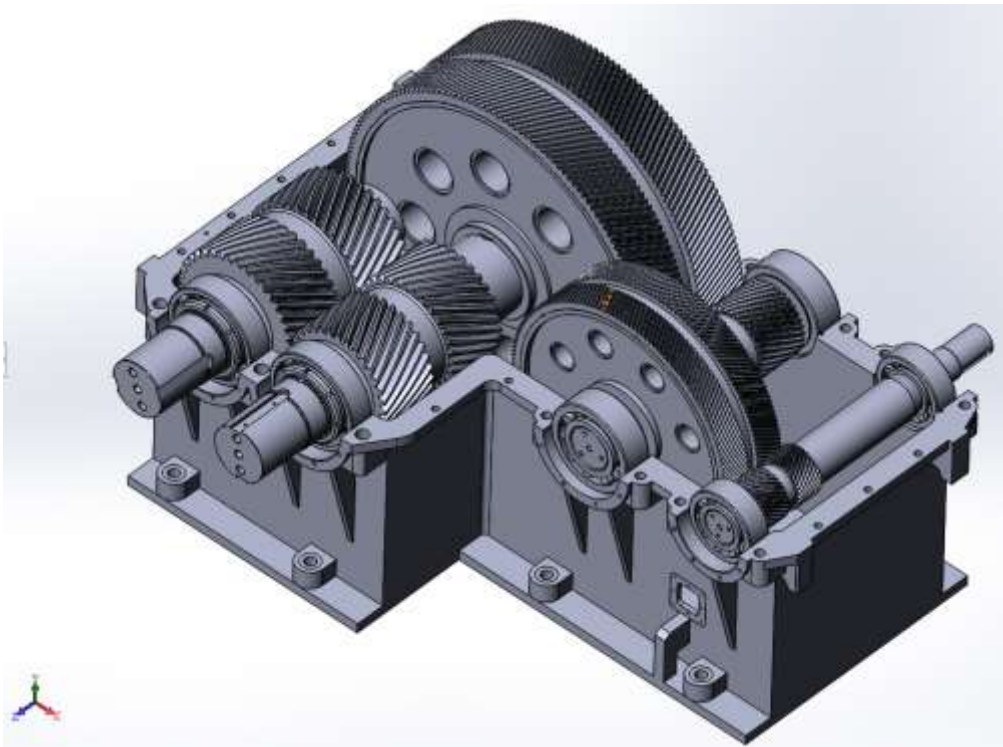


Рис. 3.6 – 3D модель складального виробу «Блок-редуктор»

На основі аналізу доступних інструментів автоматизованого моделювання та дослідження розмірних ланцюгів, виконаному в розділі 2, зробили висновок, що для вирішення даної задачі можна використати *CETOL 6σ*. Для аналізу в моделі складального виробу залишаємо лише ті деталі, допуски яких впливають на замикаючу ланку (рис. 3.7).

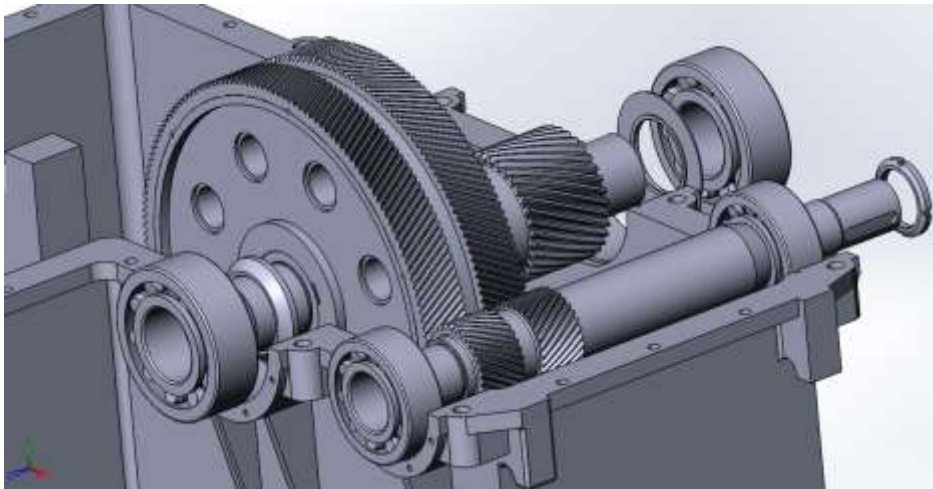


Рис. 3.7 Підскладання, що аналізується

Як зазначалось в розділі 2, в *CETOL 6σ* використовується модель векторної петлі (*vector-loop model*). Ця модель передбачає завдання граничних відхилень розмірів усіх ланок розмірного ланцюга, допусків форми і розташування, а також завдання кінематичних співвідношень між деталями. Кінематичні співвідношення є основою моделі.

Як зазначалось раніше, мається на увазі не кінематична модель механізму в цілому (як в теорії механізмів і машин), а малі взаємні переміщення пар деталей у складеному виробі, які виникають внаслідок відхилень розмірів від номінальних значень. Рівняння кінематики складання описують обмеження на взаємодію між спряжуваними деталями.

Оскільки поставлена задача потребує побудови власної розрахункової моделі, виконуємо операції по побудові зв'язків в програмі *CETOL 6σ* (рис. 3.8).

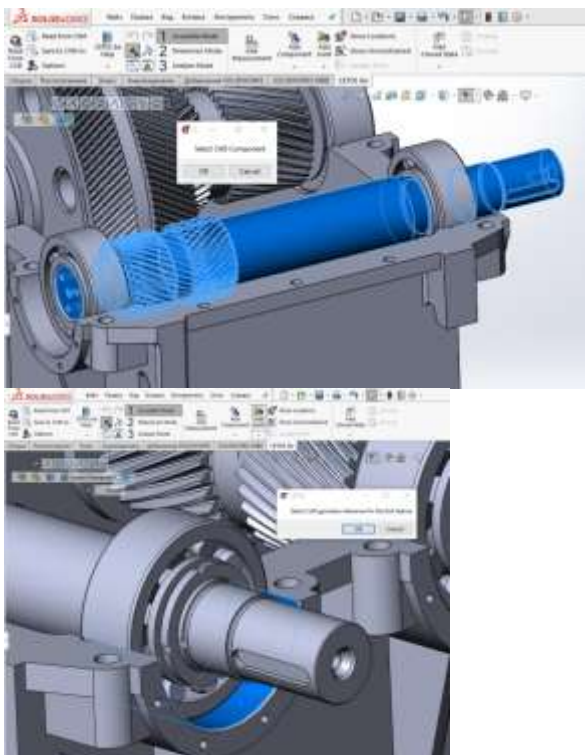


Рис. 3.8 Встановлення розмірних зв'язків між деталями

Вимірювання бокового зазору в зубчастому зачепленні моделюємо відповідно до схеми, представленій на рис. 3.9.

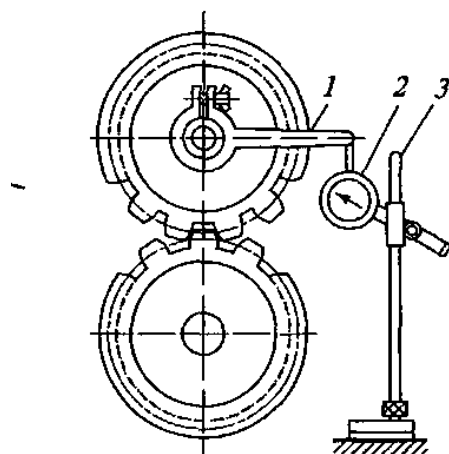


Рис. 3.9. Індикаторний пристрій для виміру бокового зазору між зубцями: 1 – поводок; 2 – індикатор; 3 – стійка.

В результаті моделювання отримали модель розмірних зв'язків у виді графу, в якому визначені кінематичні співвідношення деталей складального виробу (рис. 3.9).

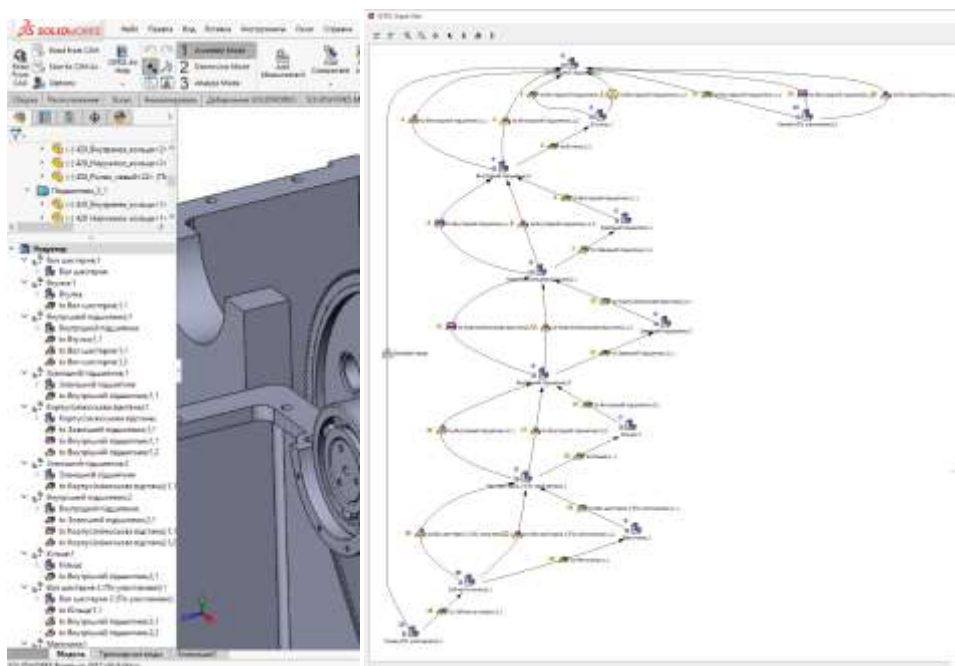


Рис. 3.9 Дерево побудови і граф розмірних зв'язків

Повна розроблена модель з урахуванням поверхонь, які беруть участь в аналізі, представлена на рис. 3.10.

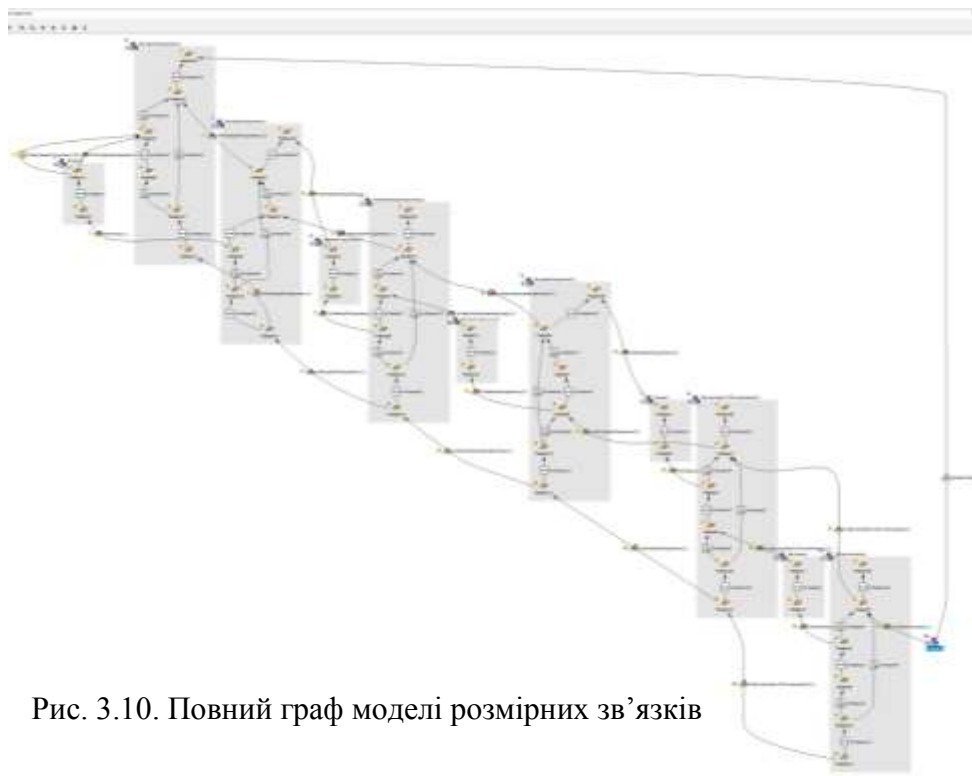


Рис. 3.10. Повний граф моделі розмірних зв'язків

В результаті аналізу отриманої моделі отримали граничні відхилення бокового зазору за методом максимуму-мінімуму, а також криву розсіювання розміру, отриману методом статистичного аналізу (RSS). Як видно на рис. 3.11 значення розміру знаходяться поза встановленими межами (мінімальний зазор 0,32, максимальний 0,8).

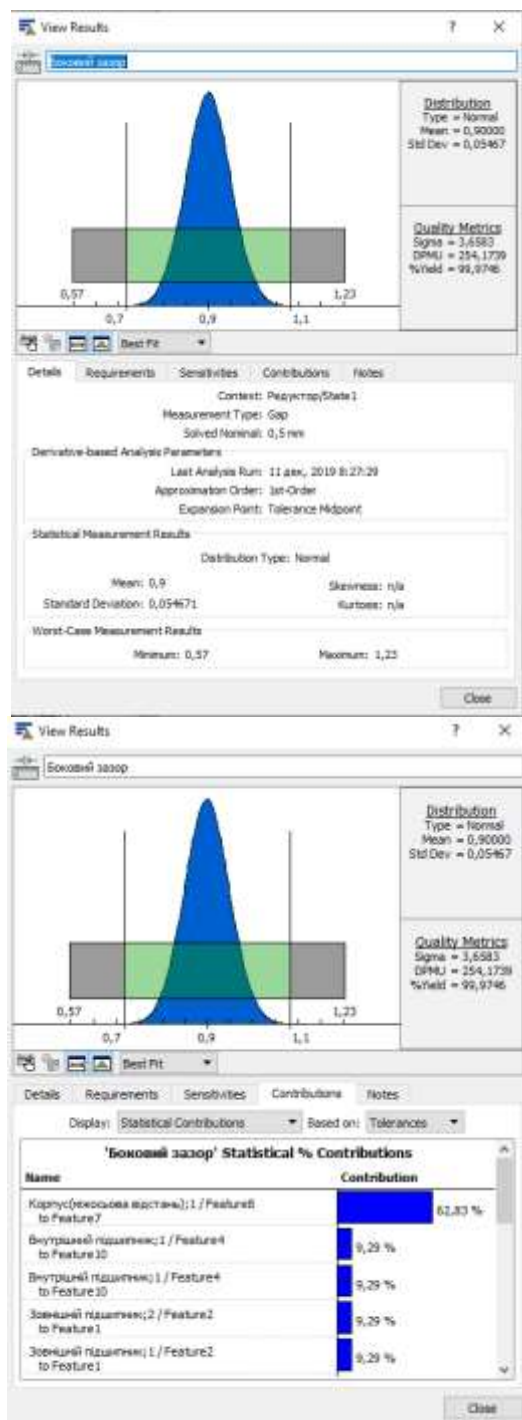


Рис. 3.11 Результат аналізу початкової моделі

Необхідно змінити розташування допусків складових ланок так, щоб вимога по точності виконувалась при складанні за методом повної взаємозамінності. Як бачимо з рис. 3.11 найбільший вплив на замикаючу ланку має міжосьова відстань посадочних отворів під підшипники в корпусі редуктора. Тому змінюємо вимоги по точності саме цього розміру.

Результат повторного моделювання (рис 3.12) демонструє що розмір, який аналізується, гарантовано не виходить за встановлені межі.

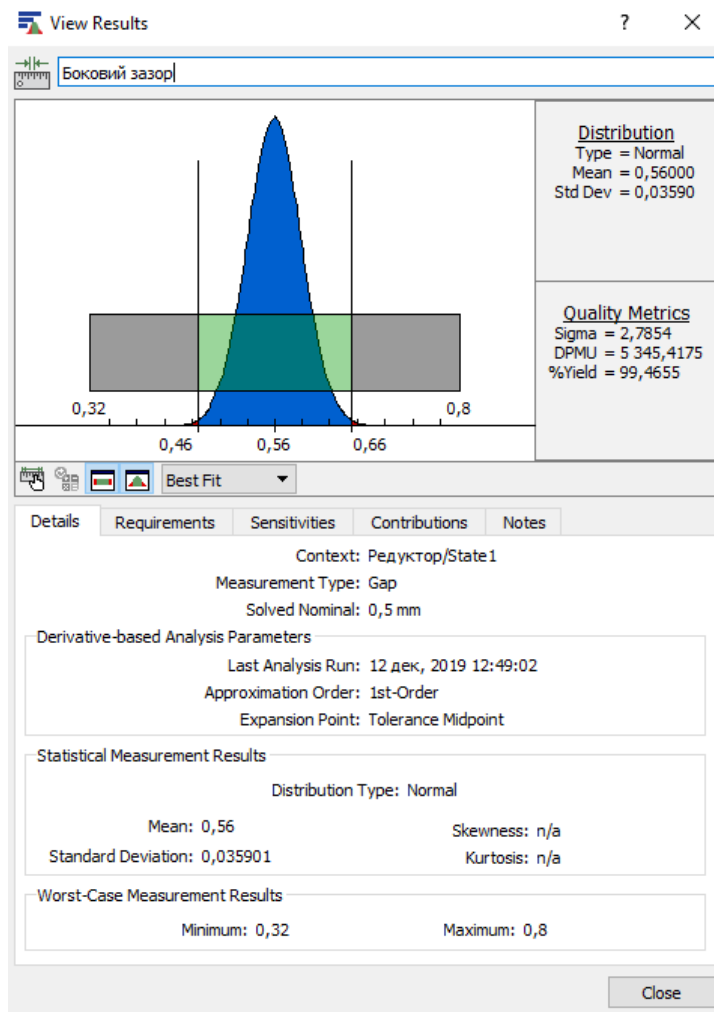


Рис. 3.15 Результат повторного моделювання

Аналіз кривої розсіювання розміру дозволяє зробити висновок, що допуски складових ланок можуть бути розширені з метою підвищення економічної конкурентоспроможності продукту. При цьому, як зазначалось в розділі 1, з вірогідністю 0,03% значення замикаючої ланки може вийти за встановлені межі. Збільшуємо допуск на міжосьову

відстань посадочних отворів в корпусі редуктора і повторюємо моделювання (рис 3.16).

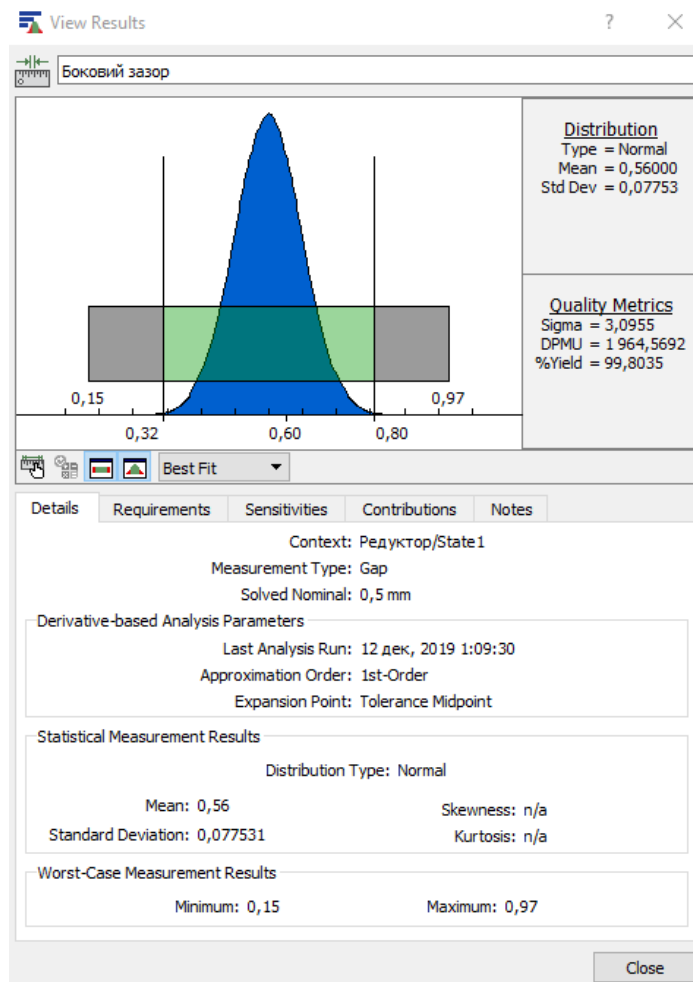


Рис. 3.16 Результати моделювання

3.5 Висновки за розділом

Для виробу «Блок-редуктор» виконані: аналітичний розрахунок розмірного ланцюга вала колеса з метою регулювання точності радіального зазору; моделювання розмірного ланцюга в системі CETOL

6σ з метою забезпечення вимог до точності бокового зазору в зубчастому зачепленні.

В результаті моделювання виявлено, що встановлені за кресленням допуски на розміри при складанні призводять до недотримання вимоги по точності, а саме розташування допуску замикаючої ланки.

Запропоновано 2 варіанти змін допусків складових ланок. Перший передбачає складання за методом повної взаємозамінності з гарантованим дотриманням мінімального та максимального значення зазору.

Другий передбачає складання за методом неповної взаємозамінності, коли з вірогідністю 0,03% значення замикаючої ланки виходить за встановлені межі. Такий варіант дозволяє розширити допуски складових ланок і підвищити економічну доцільність вимог по точності виготовлення деталей складального виробу.

РОЗДІЛ 4

4 Розроблення стартап проекту

4.1 Опис ідеї проекту

Розробку стартап проекту слід починати з розуміння концепції послуги, та оцінки її конкурентоспроможність на ринку. Проект полягає в створенні послуги консалтинга в сфері розмірного аналізу. Кожне підприємство прагне до зменшення кількості браку свого товару, а його можна зменшити за допомогою вірного створення і обчислення розмірних ланцюгів.

Таблиця 4.1 опис стартап ідеї

| Зміст ідеї | Напрями застосування | Вигоди для користувача |
|--|----------------------|--|
| Створення та розрахунок розмірних ланцюгів | Машинобудівна галузь | 1) Зменшення кількості браку |
| | | 2) Різні методи розрахунку в залежності від необхідного результату |

Консалтинг в сфері розмірного аналізу, а саме створення та розрахунок розмірних ланцюгів різними методами в залежності від поставленої задачі перед кінцевим продуктом (метод повної взаємозамінності, метод статистичного аналізу, метод максимуму-мінімуму, RSS аналіз). Розрахунок проводиться за допомогою додатків до CAD систем, що значно збільшує швидкість розрахунків в порівнянні з виставленням допусків по довідникам. Це дозволить в повній мірі задовольнити потреби замовника.

Конкуренти: ручний розрахунок розмірних ланцюгів.

Таблиця 4.2 Визначення сильних, слабких та нейтральних характеристик ідеї проекту

| № п/п | Техніко-економічні характеристики ідеї | W (слабка сторона) | N (нейтральна сторона) | S (сильна сторона) |
|-------|--|-----------------------|---------------------------|-----------------------|
| 1. | Грошові витрати | Конкурент | — | Мій проект |
| 2 | Складність розрахунку | конкурент | — | Мій проект |
| 3 | Швидкість розрахунків | Конкурент | — | Мій проект |

4.2 Технологічний аудит

Реалізація ідеї можлива завдяки проектним розрахункам.

Таблиця 4.3 Ідея проекту

| № п/ п | Ідея проекту | Технології її реалізації | Наявність технології | Доступність технології |
|---|---|--------------------------|----------------------|------------------------|
| 1. | Програмне забезпечення для розрахунку розмірних ланцюгів у зборках та деталях у 3D вигляді. | SolidWorks | є | є |
| | | CETOL 6 sigma | | |
| Обрана технологія може бути реалізована | | | | |

По показникам характеристики стану ринку можна зробити висновок, що даний проект є рентабельним.

Потенційні групи клієнтів – підприємства з застарілим програмним забезпеченням, або софтом який не підтримує такий широкий спектр розрахунків.

Таблиця 4.4 Характеристика потенційних клієнтів стартап-проекту

| № п/п | Потреба, що формує ринок | Цільова аудиторія | Відміннос ті у поведінці різних потенційних цільових груп клієнтів | Вимоги споживачів до товару |
|----------|--|--------------------------|---|-----------------------------------|
| 1 | Застаріле програмне забезпечення | Машинобуді вна галузь | фінанси | Мінімізува ти брак виробів |
| 2 | Неможливість встановлення додатків розрахунків аналізу ланцюгів на існуючу на підприємстві програмне забезпечення | Машинобуді вна галузь | фінанси | Мінімізува ти брак виробів |

Проведемо аналіз пропозиції, визначаючи загальні риси конкуренції на ринку (табл.4.5).

Таблиця 4.5. Ступеневий аналіз конкуренції на ринку

| Особливості конку- рентного середовища | В чому проявляється дана характеристика | Вплив на діяльність підприємства |
|---|---|---|
| Тип конкуренції олігополія | Невелика кількість під-приємств, які ведуть між собою здебільшого нецінову конкуренцію. | Не відрізняється помітним впливом |
| Національний рівень конкурентної боротьби | Даний ринок достатньо відкритий | Помітний вплив на модернізації галузі |
| Внутрішньогалузева ознака | Боротьба ведеться між методиками розрахунків | Заощадження коштів в наслідок введення методики |
| Товаро-родова конкуренція за видом методики | Здатність задовольнити потреби галузі | Не велика кількість конкурентів |
| Нецінова конкуренція | Підвищення якості методики в порівняні з іншими | Робота над постійним покращенням методики |

| | | |
|-----------------------|---|------------------------|
| Марочна інтенсивність | Розглядаємо в якості конкурентів схожі методики | Незалежність від ринку |
|-----------------------|---|------------------------|

Після аналізу конкуренції проводимо більш детальний аналіз умов конкуренції в галузі (табл.4.6).

Таблиця 4.6. Аналіз конкуренції в галузі за М. Портером

| Складові аналізу | Прямі конкуренти в галузі | Потенційні конкуренти | Клієнти | Товари-замінники |
|------------------|---------------------------|---------------------------------|----------------------------|-------------------------------------|
| | Немає | Бар'єрів впровадження нема | Машинобудівні підприємства | Програмне забезпечення |
| Висновки: | Низька інтенсивність | Є можливість входження в галузь | ні | Відсутність обмежень від замінників |

Виходячи з аналізу конкуренції в галузі вихід на ринок можливий. Для конкурентоспроможності необхідні висококваліфіковані фахівці.

На основі аналізу конкуренції, проведеного в таблиці 4.5 та враховуючи особливості ідеї таблиці проекту 4.3, споживчі вимоги до таблиці 4.4 та фактори таблиці 4.5-4.6 маркетингового середовища визначають та обґрунтовують перелік факторів конкурентоспроможності. Аналіз формалізований у таблиці 4.7.

Таблиця 4.7. Обґрунтування факторів конкурентоспроможності

| № п/п | Фактор конкурентоспроможності | Обґрунтування (наведення чинників, що роблять фактор для порівняння конкурентних проектів значущим) |
|-------|-------------------------------|---|
| 1 | Менша потреба у витратах | Для методики розрахунку мала необхідність в затратах |
| 2 | Точність розрахунків | Удосконалення отримання результатів |
| 3 | Використання отриманих даних | Зменшення браку |

Виконавши аналіз конкурентоспроможності (табл. 4.8) проводимо аналіз мого стартап проекту (табл. 4.9)

Таблиця 4.8.

| № п/ п | Фактор конкурентоспроможності | Бали 1-20 | Рейтинг товарів-конкурентів у порівнянні з «Консалтинг в сфері розмірного аналізу» | | | | | | |
|--------------|-------------------------------|-----------|--|----|----|---|---|---|---|
| | | | -3 | -2 | -1 | 0 | 1 | 2 | 3 |
| 1 | Менша потреба у витратах | 20 | | | + | | | | |
| 2 | Точність розрахунків | 20 | | + | | | | | |
| 3 | Використання отриманих даних | 20 | | | | + | | | |

Заключним етапом аналізу ринку варіантів виконання проектів є складання аналізу SWOT (Матриця міцності та слабкості, проблеми та можливості) (табл. 4.9) на основі вибраних ринкових загроз та можливостей, сильних і слабких сторін (табл. 4.9).

Перелік ринкових загроз та ринкових можливостей складається на основі аналізу факторів загрози та факторів маркетингового середовища. Ринкові загрози та ринкові можливості - це вплив факторів, які ще не були визнані на ринку та, ймовірно, можуть виникнути.

Таблиця 4.9. SWOT- аналіз стартап-проекту

| | |
|---|---------------------------------------|
| Сильні сторони: велика кількість можливих розрахунків | Слабкі сторони: відсутність опиту |
| Можливості: завоювання всієї галузі | Загрози: краще програмне забезпечення |

На основі аналізу SWOT розробляються альтернативи ринкової поведінки для запуску стартап-проекту та приблизного оптимального

часу для реалізації ринку з точки зору потенційних конкурентних проектів, які можуть бути запущені.

Виявлені альтернативи аналізуються з урахуванням термінів та ймовірності отримання ресурсів (табл. 4.10).

Таблиця 4.10. Альтернативи ринкового впровадження стартап-проекту

| № п/п | Альтернатива ринкової поведінки | Ймовірність отримання ресурсів | Строки реалізації |
|-------|--|--------------------------------|-------------------|
| 1 | Публічне ознайомлення, перевірка з існуючими методиками (аналогами), державне затвердження | Висока | 3 місяці |
| 2 | Публічне ознайомлення, перевірка на справжньому експерименті, державне затвердження | Середня | 1 рік |

Обираємо перше: менше часу, висока ймовірність.

4.3 Розроблення ринкової стратегії проекту

Розроблення ринкової стратегії першим кроком передбачає визначення стратегії охоплення ринку: опис цільових груп потенційних споживачів (табл.4.11).

Таблиця 4.11. Вибір цільових груп потенційних споживачів

| № п/п | Опис профілю цільової групи потенційних клієнтів | Готовність споживачі в сприйняти продукт | Орієнтовний попит в межах цільової групи | Інтенсивність конкуренції в сегменті | Простота входу у сегмент |
|-------|--|--|--|--------------------------------------|--------------------------|
| 1 | Машинобудівні | Повністю готові | Високий | Середня | Простота |

| | | | | | |
|--|--------------|--|--|--|--|
| | підприємства | | | | |
|--|--------------|--|--|--|--|

Для роботи в обраному сегменті ринку необхідно сформувані базову стратегію розвитку (табл.4.12).

Таблиця 4.12. Визначення базової стратегії розвитку

| Обрана альтернатива розвитку проекту | Стратегія охоплення ринку | Ключові конкурентоспроможні позиції відповідно до обраної альтернативи | Базова стратегія розвитку |
|--------------------------------------|---------------------------|--|---------------------------|
| Альтернативна | Охоплення на 70-80 % | Конк.№1 та Конк.№2 | Спеціалізація |

Далі виберемо стратегію конкурентної поведінки (табл.4.13).

Таблиця 4.13. Визначення базової стратегії конкурентної поведінки

| Чи є проект «першопроходцем» на ринку? | Чи буде компанія шукати нових споживачів, або забирати існуючих у конкурентів? | Чи буде компанія копіювати основні характеристики товару конкурента, і які? | Стратегія конкурентної поведінки |
|--|--|---|----------------------------------|
| Ні | Так | Копіювати лише загально використані ідеї | Стратегія заняття галузі |

Результатом цього розділу є узгоджена система рішень щодо поведінки ринку для стартапу, яка визначає напрямки роботи стартапу на ринку:

- використання в проекті сучасних технологій;
- напрям роботи лише у заданій ніші ринку.

4.4 Розроблення маркетингової програми стартап-проекту

Перший крок - сформувані маркетингову концепцію товару, який отримає споживач. Для цього ми підсумовуємо в таблиці 4.14 результати попереднього аналізу конкурентоспроможності товарів

Таблиця 4.14. Визначення ключових переваг концепції потенційного товару

| № п/п | Потреба | Вигода, яку пропонує товар | Ключові переваги перед конкурентами |
|-------|---|-----------------------------------|-------------------------------------|
| 1 | Не потребує великих затрат на розрхунки | Зменшення собівартості | Достойна оплата праці |
| 2 | Підвищений попит у галузі машинобудування | Збільшення виробництва та ремонту | Збільшення кількості працівників |

Далі визначаємо оптимальну систему збуту, в межах якого приймається рішення (табл.4.15).

Таблиця 4.15. Формування системи збуту

| Специфіка закупівельної поведінки цільових клієнтів | Функції збуту, які має виконувати постачальник товару | Глибина каналу збуту | Оптимальна система збуту |
|---|---|----------------------|--------------------------------|
| Періодична | Інформування | Глибока | Державне затвердження методики |

Заключним компонентом маркетингової програми є розробка концепції маркетингової комунікації, яка базується на попередньо обраній основі позиціонування певної поведінки клієнта (табл. 4.16).

Таблиця 4.16. Концепція маркетингових комунікацій

| Специфіка поведінки цільових клієнтів | Канали комуні-кацій, якими користуються цільові клієнти | Ключові позиції, обрані для позиціонування | Завдання рекламного повідомлення | Концепція рекламного звернення |
|---------------------------------------|---|--|----------------------------------|--|
| Комунікабельні | Мережа інтернет, наукові праці | Реклама методики на конференціях | Розширення цільових клієнтів | Показати, що наша методика краща та доцільніша |

4.5 Висновки

Даний проект має перспективи на ринку послуг, тому що методи які використовуються на багатьох підприємствах застаріли, потребують багато часу, не можуть бути використані в складних деталях. Використовуючи сучасний підхід до вирішення питань складального ланцюга можна значно збільшити продуктивність, зменшити час на вирішення проблеми, розраховувати більш складні збірки. З цього можна зробити висновок, що даний проект має непогані перспективи розвитку.

ВИСНОВКИ

Ефективність технологічного процесу складання підвищено шляхом моделювання розмірних ланцюгів. В результаті порівняльного аналізу сучасних методів моделювання розмірних зв'язків та засобів автоматизації розмірного аналізу було обрано математичну модель та інструмент моделювання – CETOL 6 sigma.

За допомогою обраного САТ було побудовано модель розмірних зв'язків складального виробу «Корпус-редуктор» для забезпечення допуску на розмір бокового зазору в зубчастому зачепленні.

В результаті моделювання виявлено, що встановлені за кресленням допуски на розміри при складанні призводять до недотримання вимоги по точності, а саме розташування допуску замикаючої ланки. Запропоновано 2 варіанти змін допусків складових ланок. Перший передбачає складання за методом повної взаємозамінності з гарантованим дотриманням мінімального та максимального значення зазору. Другий передбачає складання за методом неповної взаємозамінності, коли з вірогідністю 0,03% значення замикаючої ланки виходить за встановлені межі. Такий варіант дозволяє розширити допуски складових ланок і підвищити економічну доцільність вимог по точності виготовлення деталей складального виробу.

Розроблений стартап проект має перспективи на ринку послуг, оскільки методи які використовуються на багатьох підприємствах застаріли, потребують багато часу, не можуть бути використані для складних розмірних ланцюгів.

Примечание [PW1]: Метою даної роботи є підвищення ефективності технологічного процесу складання виробу машинобудування шляхом вдосконалення його конструкції на основі моделювання та аналізу розмірних зв'язків.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

- Виконати порівняльний аналіз сучасних методів моделювання розмірних зв'язків та засобів автоматизації розмірного аналізу
- Побудувати модель розмірних зв'язків між деталями виробу на основі обраного методу
- Проаналізувати модель розмірних зв'язків за допомогою обраного інструменту автоматизації
- Запропонувати вдосконалення конструкції виробу з метою забезпечення ефективності процесу складання

Використати результати дисертаційної роботи при розробці стартап проекту «Консалтинг в сфері розмірного аналізу»

ЛИТЕРАТУРА

1. Taxonomy of models for tolerance analysis in assembling.
[Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу:
<https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-00720576/document>.
2. 1. Антипина Л.А. Метод автоматизированного проектирования станочных приспособлений на основе интегрированных моделей элементов технологической системы: автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Уфа, 2002. – 16 с.
3. 3. Волков С.А., Рябов А.Н. Расчет операционных размеров с использованием пакета программ «Техкард» // СТИН. – 2008. – № 3. – С. 20–23.
4. Дорофеев В.Д., Савкин С.П., Шестопап Ю.Т., Кольчугин А.Ф. Реализация процедуры формирования уравнений размерного анализа в системе принятия решений САПР ТП // Сб. учен. тр. Пенз. гос. техн. ун-та: сер. Машиностроение. – 2001. – № 3. – С. 73–79.
5. Иващенко И.А. Технологические размерные расчеты и способы их автоматизации. – М.: Машиностроение, 1975. – 222 с.
6. Иващенко И.А., Иванов Г.В., Мартынов В.А. Автоматизированное проектирование технологических процессов изготовления деталей двигателей летательных аппаратов: учеб. пособие для втузов. – М.: Машиностроение, 1992. – С. 336.
7. Калачев О.Н., Богдавленский Н.В., Погорелов С.А. Графическое моделирование размерной структуры технологического процесса на электронном чертеже в системе AUTOCAD // Вестник компьютерных и информационных технологий. – 2012. – № 5. – С. 13–19.

8. Кузьмин В.В. Размерный технологический анализ при проектировании технологической подготовки производства // Вестник машиностроения. – 2012. – № 6. – С. 19–23.
9. Куликов Д.Д., Блаер И.Ю. Расчет операционных размеров в системах автоматизированного проектирования технологических процессов // Изв. вузов. Приборостроение. – 1997. – Т. 40. – № 4. – С. 64, 69, 74.
10. Матвеев В.В., Бойков Ф.И., Свиридов Ю.Н. Проектирование экономических технологических процессов в машиностроении. – Челябинск: Юж.-Урал. кн. изд-во, 1979. – 111 с.
11. Матвеев В.В., Тверской М.М., Бойков Ф.И. Размерный анализ технологических процессов. – М.: Машиностроение, 1982. – 264 с.
12. Скворцов А.В. Параллельный инжиниринг при обратном проектировании технологических операций механообработки в интегрированной CAD/CAM/CAPP-среде // Вестник машиностроения. – 2005. – № 12. – С. 47–50.
13. Сметанин Ю.М., Трухачев А.В. Методические указания для проведения размерного анализа техпроцессов с использованием графов. – Устинов: Изд-во Устиновск. мех. ин-та, 1987. – 43 с.
14. Фридлендер И.Г., Иванов В.А., Барсуков М.Ф., Слуцкер В.А. Размерный анализ технологических процессов обработки. – Л.: Машиностроение: Ленингр. отд-ние, 1987. – 141 с.
15. Ameta, G., Davidson, J.K., and Shah, J.J., 2007. Influence of form on frequency distribution for 1-D clearance which is generated from Tolerance-Maps. *Proceedings of 10th CIRP conference on computer aided tolerancing*, 21–23 March, Erlangen, Germany.

16. ASME Standard, 1994. Dimensioning and tolerancing. ASME Y14.5M. American Society of Mechanical Engineering, New York
17. Ballot, E. and Bourdet, P., 1997. A computational method for the consequences of geometric errors in mechanisms. *In: H.A. ElMaraghy, ed. Geometric design tolerancing: Theories, standards and applications.* London: Chapman & Hall, 197–207
18. Berman, Y.O., 2005. *Shape and position uncertainty in mechanical assembly*. Thesis (PhD). The Hebrew University, Jerusalem, Israel
19. Boyer, M and Stewart, NF. 1991. Modeling spaces for toleranced objects. *International Journal of Robotics Research*, 10(5): 470–582.
20. Chase, KW. 1999. “Multi-dimensional tolerance analysis (automated method)”. *In Dimensioning and tolerancing handbook*, Edited by: Drake, P.J.R. New York: McGraw-Hill.
21. Chase, KW, Gao, J and Magleby, SP. 1995. General 2-D tolerance analysis of mechanical assemblies with small kinematic adjustments. *Journal of Design Manufacturing*, 5(4): 263–274.
22. Chase, KW. 1996. Including geometric feature variations in tolerance analysis of mechanical assemblies. *IIE Transactions*, 28(10): 795–807.
23. Chase, KW, Gao, J and Magleby, SP. 1997. “Tolerance analysis of 2- and 3D mechanical assemblies with small kinematic adjustments”. *In Advanced tolerancing techniques*, Edited by: Zhang, H.C. New York: Wiley.
24. Chase, KW and Parkinson, AR. 1991. A survey of research in the application of tolerance analysis to the design of mechanical assemblies. *Research in Engineering Design*, 1(3): 23–37.

25. Clément, A., Rivière, A., and Temmerman, M., 1994. *Cotation tridimensionnelle des systèmes mécaniques, théorie & pratique*. Yvry-Sur-Seine Cedex: PYC Edition (in French)
26. International Industrial Standards and GD&T [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: <https://www.keyence.com/ss/products/measure-sys/gd-and-t/basic/international.jsp>.
27. Chase K. General 2-D Tolerance Analysis of Mechanical Assemblies with Small Kinematic Adjustments / K. Chase, J. Gao, S. Magleby. [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: http://adcats.et.byu.edu/Publication/94-1/Paper1-12_6.PDF.
28. Geometrical product specifications (GPS) [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: <https://www.iso.org/standard/66777.html>.
29. Glancy C. A Second-Order Method for Assembly Tolerance Analysis / C. Glancy, K. Chase. // ASME Design Engineering Technical Conferences. – 1999.
30. EZTools [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: http://www.uniview.com/Support/Download_Center/Tool/201502/787314_168459_0.htm.
31. CAD-embedded tolerance stackup analysis software [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: <https://www.autodesk.com/products/inventor-tolerance-analysis/overview>.
32. Creo EZ Tolerance Analysis Extension [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: <https://www.sigmetrix.com/products/creo-ez-tae/>.

33. TolAnalyst [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: http://help.solidworks.com/2018/RUSSIAN/SolidWorks/tolanalyst/c_TolAnalyst_Overview.htm.
34. CETOL 6σ Tolerance Analysis Software [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://www.sigmetrix.com/products/cetol-tolerance-analysis-software/>
35. ГОСТ 1643-81 [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: <http://docs.cntd.ru/document/gost-1643-81>.
36. ГОСТ 520-89 (СТ СЭВ 774-77). Подшипники шариковые и роликовые. Технические требования
37. ГОСТ 1643-81 (СТ СЭВ 641-77, СТ СЭВ 643-77, СТ СЭВ 444-77). Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски.
38. Бейзельман Р. Р., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения: Справочник. – М.: Машиностроение, 1975. – 574 с.
39. ГОСТ 25347-82. Основные нормы взаимозаменяемости. ЕСДП Поля допусков и рекомендуемые посадки [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: <http://docs.cntd.ru/document/gost-25347-82>
40. ГОСТ 3325-85. Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки (с Изменением N 1) [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: <http://docs.cntd.ru/document/gost-3325-85>.
41. Контакт зубців у передачі [Электронный ресурс] – Режим доступа до ресурсу: https://studme.com.ua/20060918/tovarovedenie/kontakt_zubev_peredache.htm.

42. Система допусків для циліндричних зубчастих передач [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://studfile.net/preview/3781232/>.
43. Контакт зубів у передачі [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <https://helpiks.org/8-74124.html>.
44. Лашина Ю. В. Забезпечення ефективності технологічних процесів складання на основі моделювання розмірних зв'язків [Електронний ресурс] / Ю. В. Лашина, В. М. Рябоконт – Режим доступу до ресурсу: http://www.rusnauka.org/cgi-bin/search/step7_info.cgi?id=275873&idw=L4arQZA2K4vHSgDEkB.
45. Кравченко Л. С. РАЗМЕРНЫЙ АНАЛИЗ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ, ИЗГОТОВЛЕНИИ И СБОРКЕ / Л. С. Кравченко..
46. Инякина Н. В. Расчет операционных размеров и допусков при проектировании технологических процессов механической обработки п / Инякина Н. В..

ДОДАТКИ

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Директор ТОВ «Костянтинівський завод

механічного обладнання»

 Е.В. Григоренко

« 05 » грудня 2019 р.

АКТ

Впровадження результатів дисертації «Підвищення ефективності технологічного процесу складання шляхом моделювання розмірних ланцюгів» В. М. Рябокона.

Результати магістерської дисертації Рябокона Владислава Миколайовича на тему: «Підвищення ефективності технологічного процесу складання шляхом моделювання розмірних ланцюгів» використані для удосконалення процесу складання виробу: «Блок-редуктор». Розроблена в роботі модель розмірних зв'язків дозволила уникнути додаткових операцій регулювання та пригону і підвищити загальну ефективність технологічного процесу складання.

Основні положення дисертаційної роботи Рябокона В.М., технологічні регламенти застосування моделі розмірних зв'язків впроваджені в процес складання редукторів на ТОВ «КЗМО».

Очікуваний ефект від впровадження результатів дисертаційної роботи на ТОВ «Костянтинівський завод механічного обладнання» становить 117211,00 грн на рік.

Головний інженер
Начальник виробництва



Від ТОВ «КЗМО»

Е.М. Кирсєв

Ю.М. Шаловалов